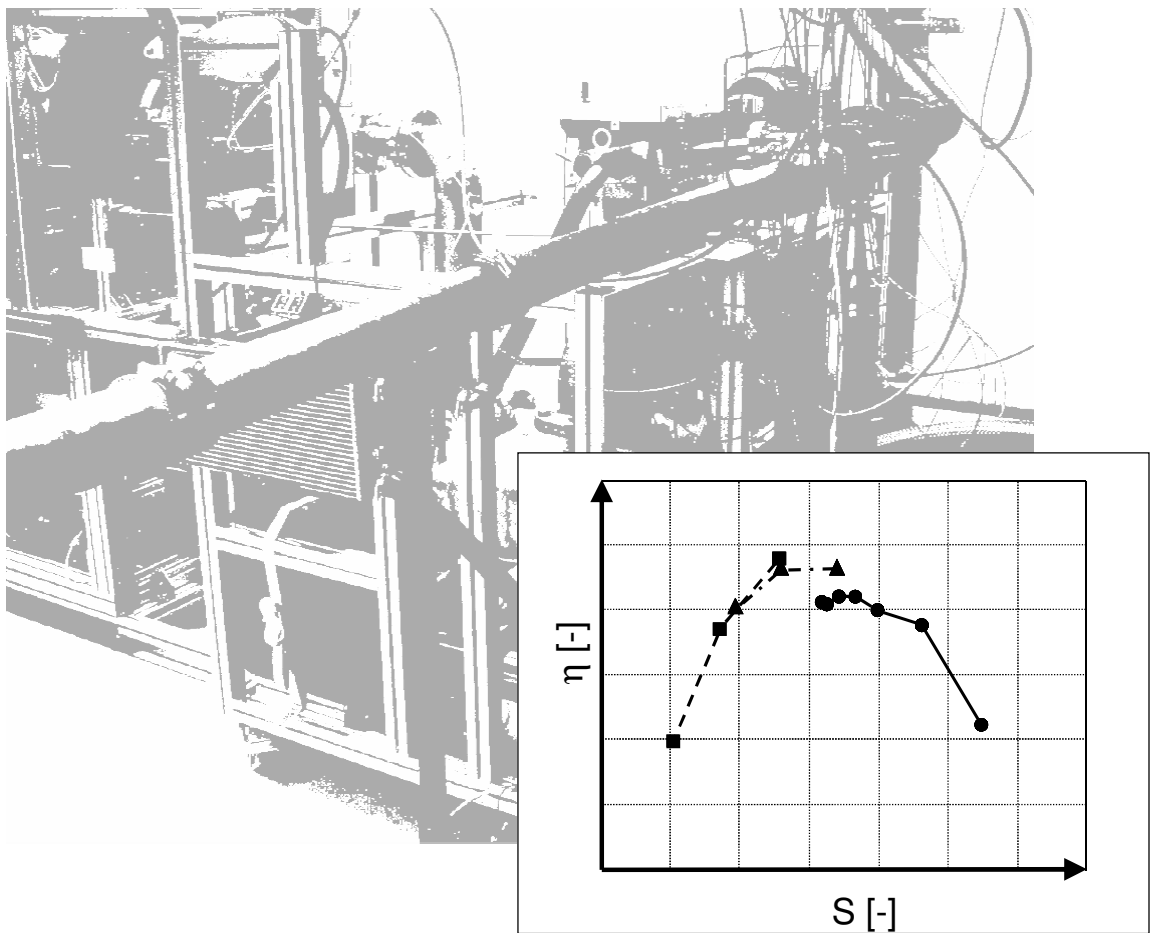


Erweiterung des Turbinenkennfeldes von Pkw-Abgasturboladern durch Impulsbeaufschlagung



Stefan Reuter

Erweiterung des Turbinenkennfeldes von Pkw-Abgasturboladern durch Impulsbeaufschlagung

Von der Fakultät Verkehrswissenschaften "Friedrich List"
der Technischen Universität Dresden
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktoringenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation
von

Diplom - Ingenieur
Stefan Reuter
aus Regensburg
geb. am 21.03.1979
in Koblenz

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. R. Maier, TU Dresden
Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. H. Zellbeck, TU Dresden
Zweitprüfer: Prof. Dr.-Ing. U. Gampe, TU Dresden

Tag der mündlichen Prüfung: 22.10.2010

Dresden, den 20.12.2010

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand bei der Continental Mechanical Components Germany GmbH in Regensburg. Die wissenschaftliche Betreuung übernahm Herr Prof. Dr.-Ing. H. Zellbeck, Leiter des Lehrstuhls Verbrennungsmotoren der Technischen Universität Dresden, dem ich an erster Stelle meinen ganz besonderen Dank für seine tatkräftige Unterstützung aussprechen möchte. Desweiteren möchte ich meinem Zweitprüfer Herr Prof. Dr.-Ing. U. Gampe und dem Vorsitzenden des Promotionsausschusses Herr Prof. Dr.-Ing. R. Maier danken. Außerdem möchte ich den Mitarbeitern des Lehrstuhls Verbrennungsmotoren danken, die mir bei wissenschaftlichen und organisatorischen Fragen zur Seite standen.

Mein ganz besonderer Dank gilt allen meinen Kollegen der Abteilung Abgasturbolader von Continental. Sie haben durch ihre tatkräftige Unterstützung, durch wissenschaftliche Gespräche und vor allem durch die Schaffung einer äußerst angenehmen Arbeitsatmosphäre zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Hervorzuheben ist an dieser Stelle Herr Prof. Dr. A. Kaufmann, ehemaliger Leiter der Simulationsabteilung und nun Professor für Strömungsmechanik, Thermodynamik und Verbrennung der Hochschule Weingarten. Er fand jederzeit Raum für ausführliche Diskussionen und hat durch wertvolle Hinweise diese Arbeit entscheidend beeinflusst. Weiterhin möchte ich Herrn U. Schwerdel und Herrn A. Koch danken, für die hervorragende Unterstützung. Ebenso seien die Mitarbeiter in den Werkstätten und Prüfständen erwähnt. Ihre Arbeit ist von unschätzbarem Wert.

Außerordentlicher Dank gebührt meiner Familie, die mir jederzeit tatkräftig zur Seite stand. Besonders möchte ich meinem Vater Reinhold und meiner Frau Sandra für ihre technische und moralische Unterstützung danken.

Regensburg, den 20.12.2010

Stefan Reuter

Wenn Du ein Schiff bauen willst,
so trommle nicht Männer zusammen,
um Holz zu beschaffen, Werkzeuge vorzubereiten,
die Arbeit einzuteilen und Aufgaben zu vergeben,
sondern lehre die Männer die Sehnsucht nach dem endlosen weiten Meer!

(Antoine de Saint-Exupéry)

Kurzfassung

Die Abgasturboaufladung erweist sich als sinnvolles Hilfsmittel den Kraftstoffverbrauch eines Hubkolbenverbrennungsmotors bei gleichbleibender Fahrdynamik zu verringern und somit die Effizienz des Motors zu erhöhen. Zur optimalen Nutzung der im Abgas enthaltenen Energie werden Abgassysteme moderner Pkw – Motoren äußerst kompakt ausgeführt, um der Abgasturboladerturbine ein möglichst hohes Enthalpiegefälle zur Verfügung zu stellen. Diese Umstände, sowie zunehmend kleinere Zylinderzahlen mit großen Zündabständen führen dazu, dass sich die Eintrittsbedingungen von Radialturbinen von Abgasturboladern heutiger Motoren periodisch ändern. Die Strömungsmaschine kann aufgrund ihrer Trägheit dem Druckanstieg nicht unverzüglich folgen und wird vorwiegend bei niedrigen Schnelllaufzahlen betrieben.

Die Entwicklung von Abgasturboladern und deren Anpassung an den Verbrennungsmotor erfolgen überwiegend auf Grundlage von messtechnisch ermittelten Kennfeldern von Verdichter und Turbine. Diese werden an stationär betriebenen Heißgasprüfständen ermittelt. Aufgrund der stationären Leistungsbilanz zwischen beiden Strömungsmaschinen an diesen Prüfständen beschreiben stationär gemessene Turbinenkennfelder nicht den gesamten motorrelevanten Betriebsbereich der Turbine.

Für die Entwicklung innovativer Turboladerturbinen sind Untersuchungen der Turbinenwirkungsgrade und Durchsatzkennzahlen in diesen Betriebspunkten essentiell.

Zur Untersuchung von Wechselwirkungen zwischen aufgeladenen Verbrennungsmotoren und Aufladesystemen stellt die Motorprozessrechnung eine wichtige Technologie dar. Die numerische Beschreibung des Turboladerverhaltens im Motorbetrieb erfolgt ebenfalls auf Basis von gemessenen Turboladerkennfeldern. Aufgrund des eingeschränkten Messbereichs der Turbinenkennfelder werden diese stark extrapoliert und beschreiben das thermodynamische Verhalten der Turboladerturbine fragwürdig.

Die vorliegende Arbeit stellt ein neues Verfahren an einem erweiterten Heißgasprüfstand zur Vermessung und Untersuchung von Turboladerturbinen in motorrelevanten Betriebszuständen vor. Parallel wird ein Berechnungsmodell entwickelt, um Messergebnisse zu plausibilisieren und die numerische Beschreibung instationärer Turbinenströmungen zu untersuchen. Die Methode basiert auf der Ausnutzung zusätzlicher Beschleunigungsleistung zur Erhöhung der Aufnahme der Turbinenleistung, um niedrigere Schnelllaufzahlen unter motorrealistischen Randbedingungen untersuchen zu können. Mit Hilfe eines geeigneten Druckverlaufes werden temporär stationäre Strömungszustände erzeugt, sodass thermodynamische Zustände in der Turbine zuverlässig beschrieben werden können. Ferner wer-

den Betriebsbedingungen der Turbinenuntersuchung denen der Turboladerturbine im Motorbetrieb angepasst. Kurzzeitig stellen sich quasi-stationäre Zustände ein, woraufhin phasenkorrigierte Messgrößen die Strömung in den Schaufelkanälen der Turbine belastbar beschreiben. Durch Variation der pulsierenden Strömung können Wirkungsgrad- und Masseudurchsatzkennfelder mit hoher Abtastrate erweitert werden, wodurch verlässliche Interpolationen der Turbinenkennfelder bei niedrigen Laufzahlen möglich sind. Am Heißgasprüfstand lassen sich Turbineneintrittstemperatur, Druckamplitude und mittleres Druckverhältnis mit speziellen Impulsgeneratoren einstellen. Auch eine instationäre Massenstrommessung und Temperaturmessung ist möglich. Die instationäre Messmethode bildet eine Synthese mit stationären Turbinenvermessungen und deckt einen Großteil des Turbinenbetriebes aufgeladener Hubkolbenverbrennungsmotoren ab. Damit hat dieses Verfahren das Potential Turboladerkennfelder die am stationären Heißgasprüfstand ermittelt wurden sinnvoll zu ergänzen.

Ergebnisse der neuen Messmethode werden mit Resultaten äquivalenter Simulationsrechnungen auf Grundlage stationär und instationär ermittelter Kennfelder verglichen.

Auf Basis erweiterter Turbinenkennfelder können Wechselwirkungen zwischen dem Verbrennungsmotor und dem Aufladeaggregat mit Hilfe der Motorprozessrechnung genauer untersucht werden. Dies ermöglicht eine ideale Anpassung des Abgasturboladers an den Motor, wodurch Effizienz und Dynamik verbessert sowie Abgasemissionswerte des Antriebes reduziert werden können.

Abstract

Turbocharging proves to be a reasonable method to increase the efficiency and the dynamic behavior of modern combustion engines. Pulse turbocharging is a common method to increase available exhaust exergy. On this account the radial turbocharger turbine in today's passenger cars combustion engines runs under unsteady operating conditions. For optimized exploitation of the available exhaust energy, the manifolds are very compact. Pulsating exhaust gas flow drives the turbine with varying inlet conditions yielding dominant operating conditions at low blade speed ratios.

Turbocharger development and matching are based on measured turbine maps which are detected on steady-state hot gas stands. Due to the steady state power balance between compressor and turbine on these test stands operating conditions at low blade speed ratios can not be measured. Measurements of efficiency and swallowing capacity at these operating conditions are essential for the development of improved turbines and turbocharger matching. Furthermore gas exchange simulations deliver better results relying on measured data compared to today's extrapolated efficiency maps.

This work presents a new measurement procedure on an extended hot gas test stand to investigate turbocharger performances at engine like operating conditions. Furthermore a simulation model of the extended test stand is developed. Measurement results can be verified and the numeric description of the dynamic turbine characteristic can be analysed. The procedure is based on exploiting the rotational inertia to increase turbine power demand and to yield low blade speed ratios. A defined pressure profile yields to quasi-steady flow conditions to investigate thermodynamic characteristics of the turbine reliably. Turbines operating conditions are adapted to the on-engine situations to transfer measurement results solid. Vary pulsating hot gas flow allows to detect efficiency and swallowing maps of the turbine with high sampling rates yielding reliable interpolation. On the hot-gas test stand the turbine inflow temperature, pressure amplitude and mean pressure ratio can moreover be adjusted. Unsteady mass flow and temperature measurements are also possible. The new method describes a synthesis with standard turbine measurements and explains great sections of on-engine turbine operating conditions. This method can therefore be used to complement turbocharger characteristic measurements made on the steady-state hot gas test stand.

Results of the new measurement procedure are compared to standard hot gas measurements and turbine map extrapolation of engine process simulation software.

Interactions between the engine and the turbocharger can be analyzed well based on the extended turbine maps. Optimized matching yields to more efficient and more dynamic turbocharged engines as well as less emission vehicles.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik	5
2.1	Thermodynamik der Abgasturboaufladung	5
2.2	Strömungstechnische Grundlagen des Abgasturboladers	8
2.2.1	Radialverdichter	9
2.2.2	Radialturbine	10
2.3	Berechnung des dynamischen Abgasturboladerverhaltens in der Motorprozesssimulation	21
2.4	Literaturübersicht	24
2.4.1	Vergleich zwischen experimenteller und numerischer Untersuchung des dynamischen Abgasturboladerverhaltens	25
2.4.2	Erweiterte Turboladerturbinenkennfelder als Randbedingung in der Motorprozesssimulation	29
2.4.3	Literaturzusammenfassung	30
3	Zielsetzung	31
4	Untersuchung des dynamischen Abgasturboladerverhaltens am erweiterten Heißgasprüfstand	33
4.1	Entwicklung eines Prüfstandes zur Untersuchung des dynamischen Turboladerverhaltens	33
4.1.1	Konzeptstudie	34
4.1.2	Aufbau und Konstruktion eines Impulsprüfstandes	37
4.1.3	Messtechnik und Plausibilisierung	42
4.1.4	Auswerteroutine und Fehlerbetrachtung bei der Berechnung des dynamischen Turboladerverhaltens	57
4.1.5	Entwicklung eines numerischen Modells des Impulsprüfstandes	66
4.2	Experimentelle und numerische Untersuchung des dynamischen Turboladerverhaltens am erweiterten Heißgasprüfstand	69
4.2.1	Beurteilung des dynamischen Turboladerverhaltens unter pulsierendem Heißgasmassenstrom	69
4.2.2	Beurteilung der numerischen Beschreibung des dynamischen Abgasturboladerverhaltens	72

4.3	Ermittlung von erweiterten Turbinenkennfeldern in motorrelevanten Betriebsbereichen	75
4.3.1	Einfluss des Turbinenexpansionsverhältnisses.....	87
4.3.2	Einfluss der Impulsform	92
4.3.3	Einfluss der Impulsfrequenz	100
4.3.4	Einfluss der Turbineneintrittstemperatur.....	104
4.3.5	Anbindung.....	107
5	Ergebnisse der Untersuchungen.....	111
6	Zusammenfassung und Ausblick	119
7	Anhang.....	124
7.1	Die Turboladerturbine im Motorbetrieb	124
7.2	Einfluss des Abgassystems auf die verfügbare Abgasenergie	128
7.3	Bestimmung des Turbinenwirkungsgrades mit Hilfe der Turbin austrittstemperatur	131
7.4	Beschreibung des dynamischen Turboladerverhaltens in der Motorprozessrechnung.....	139
7.5	Einflüsse von Wärmeströmen auf den Verdichterwirkungsgrad	142
7.6	Formelwerk.....	144
7.7	Messsensorik und Komponenten	145
8	Literaturverzeichnis	148

Symbolverzeichnis

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Querschnittsfläche	m^2
	Oberfläche	m^2
A_i	Amplitude der Größe i	-
a	Schallgeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
B	Spaltbreite	m
b	Extrapolationsexponent, $S_{\text{norm}} < 1$	-
$b_{\text{T-ein}}$	Turbinenradeintrittsbreite	m
C	Leitungswiderstand	Ωm
c	Absolutgeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
ce	Extrapolationskoeffizient, $S_{\text{norm}} > 1$	-
cm	Extrapolationskoeffizient, \dot{m}_{norm} für $S = 0$	-
c_p	spezifischer Wärmekoeffizient ($p = \text{konst}$)	$\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
c_s	isentropie Düsengeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
D	Durchmesser	m
$\text{dm}/\text{dt} = \dot{m}$	Massenstrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
e_τ	Verhältnis der Zeitkonstanten $\frac{\tau_1}{\tau_2}$	-
F	Funktion	-
f	Frequenz	$\frac{1}{\text{s}}$
f	Kraft	N
H	Enthalpie	$\frac{\text{J}}{\text{s}}$
h	spezifische Enthalpie	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$
I	Stromstärke	A

Symbolverzeichnis

i	Laufvariable	
\bar{i}	arithmetisches Mittel der Variable i	
KW	Kurbelwinkel	°
k	Wellenzahl= $\frac{2 \cdot \pi \cdot f}{a}$	$\frac{1}{m}$
L	Abstand	m
Ma	Machzahl	-
Mu	Umfangsmachzahl	-
m	Extrapolationsexponent, m_{norm}	-
m_{Re}	Reynold-Exponent in Nusselt-Zahl	-
\dot{m}	Massenstrom	$\frac{kg}{s}$
Nu	Nusselt-Zahl	-
n	Drehzahl	min^{-1}
ÖV	Blendenöffnungsverhältnis	-
p	Druck	Pa
P	Leistung	$\frac{J}{s} = W$
Pr	Prandtlzahl	-
Q	Wärme	W
q	Wärmestrom	$\frac{W}{s}$
R	Gaskonstante	$\frac{J}{kg \cdot K}$
R	Radius	m
Re	Reynoldszahl	-
Rec	Recoveryfaktor	-
Rn	Richardson-Zahl	-
S	Schnelllaufzahl oder Laufzahl	-
Str	Strouhal-Zahl	-
s	spezifische Entropie	$\frac{J}{kg \cdot K}$
T	Temperatur	K
U	elektrische Spannung	V
u	Umfangsgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$

Symbolverzeichnis

w	Relativgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
w_t	Technische Arbeit	$\frac{J}{kg}$
x	Weg	m
	Koordinate	-
z	Schaufelanzahl	-

Griechische Symbole

α	Strömungswinkel im Absolutsystem	$^\circ$
α_{puls}	Massenstrombeiwert	-
α_Q	Wärmeübergangskoeffizient	$\frac{W}{K \cdot m^2}$
α_{SB}	Seebeckkoeffizient	$\frac{V}{K}$
β	Strömungswinkel im Relativsystem	$^\circ$
$\beta_{düse}$	Durchmesser Verhältnis der Messdüse $\left(\frac{D_2}{D_1} \right)$	-
β_{puls}	Energiebeiwert	-
Δ	Inkrement von Zustandsgrößen	-
ε	Emissionsgrad	-
η	Wirkungsgrad	-
η_{vis}	dynamische Viskosität	$\frac{s^2}{m}$
κ	Isentropenexponent	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\frac{W}{K \cdot m}$
μ_G	Gleitreibungskoeffizient	-
ν	kinematische Viskosität	$\frac{s^2}{m}$
∇_i	Gradient von i	$\frac{\partial i}{\partial t}$
ψ	Durchflussfunktion	-
Π	Druckverhältnis	-
π	Kreiszahl	-

Symbolverzeichnis

θ	Massenträgheitsmoment	$\text{kg} \cdot \text{s}^2$
ρ	Dichte	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
σ_{SB}	Stefan-Boltzmann-Konstante	$\frac{\text{W}}{\text{K}^4 \cdot \text{m}^2}$
σ	Spannung	Pa
τ	Periodendauer	s
τ_{puls}	Transmissionsgrad	-
τ_{TE}	Zeitkonstante Thermoelement	s
ω	Winkelgeschwindigkeit	s^{-1}
ζ	Wärmezahl	-

Indizes

0	Totalzustand
1	Verdichtereintritt
2	Verdichteraustritt
3	Turbineneintritt
4	Turbinenaustritt
Abg	Abgas
adi	adiabat
amb	Umgebung – ambient
ang	angepasst
app	approximiert
aus	Austritt
avg	gemittelt
Beschl	Beschleunigung
boost	Lade-
calc	berechnet
dia	nicht-adiabat
eff	effektiv
ein	Eintritt
eng	Motor (Engine)
erw	erweitert
gem	gemessen

Symbolverzeichnis

ges	gesamt
Hub	Hub
inst	instationär
is	isentrop
KW	Kurbelwinkel
korr	korrigiert
L	Luft
MK	Verdichter kennfeldmitte
Ma	Mach-Zahl
Mu	Umfangs-Mach-Zahl
m	mechanisch
max	maximal
mer	meridional
mid	mittel
min	minimal
NW	Nockenwelle
norm	normiert
O	Oberfläche
PG	Verdichterpumpgrenze
poly	polytrop
puls	pulsierend
r	Radialkomponente
red	reduziert
rel	Relativgröße
rot	Rotation
S	isentrop
SG	Verdichterstopfgrenze
s	statisch
split	zerlegt
sim	numerisch berechnet, simuliert
stand	Standard
stat	stationär
T	Turbine
t	total
ts	Zustandsänderung total – statisch

Symbolverzeichnis

tt	Zustandsänderung total – total
V	Verdichter
Val	Ventil (valve)
W	Wand
Zyl	Zylinder

1 Einleitung

Zunehmend strengere Emissionsgrenzen einerseits sowie Kundenwünsche nach Komfort und dynamischen Ansprechverhalten andererseits bewegen Automobilhersteller zu effizienteren Hubkolbenverbrennungsmotoren. Wesentliche Schlüsseltechnologien zur Steigerung der Effizienz des Motors sowie Verminderung von Abgasemissionen, bei gleichzeitig konstanten Fahrleistungen, sind Reduzierung des Hubvolumens (Downsizing), Aufladung, Direkteinspritzung sowie variable Ladungswechselsteuerorgane und Verdichtungsverhältnisse.

Die Abgasturboaufladung stellt bei der Entwicklung verbrauchsarmer und effizienter Hubkolbenmotoren eine entscheidende Technologie dar. In Dieselanwendungen ist sie bereits flächendeckend eingeführt und etabliert sich mehr und mehr auch bei Ottomotoren, mitunter aufgrund von zunehmend effizienter Nutzung des pulsierenden Abgasmassenstromes von Verbrennungsmotoren. Die Stoßaufladung mit geringen Abgasvolumen ist eine sehr wirksame Methode, um die verfügbare Abgasenergie an der Turboladerturbine zu erhöhen. Kompakte Abgassysteme sowie sinnvolle Zusammenführungen der Abgasleitungen der Zylinder ermöglichen die Erhaltung von Turbinenexpansionspotential und Reduzierung von Druckverlusten, um die theoretisch zur Verfügung stehende Abgasenthalpie zu erhöhen. Die Randbedingungen moderner und zukünftiger Pkws führen zu großen technischen Anforderungen an das Aufladesystem. In der Folge müssen Interaktionen zwischen der Hubkolbenverbrennungsmaschine und dem Aufladeaggregat untersucht und optimiert werden, besonders unter instationären und transienten Betriebsbedingungen. Üblicherweise basieren Turboladerauslegung und Anpassung des Laders an den Verbrennungsmotor auf stationären Untersuchungen und Messungen der thermodynamischen Eigenschaften von Abgasturboladerturbinen. Diese erfolgt üblicherweise nach dem „Turbocharger Gas Stand Test Code SAE J1826“ /95/. Im Unterschied zu den zeitlich unveränderlichen Messungen arbeiten Radialturbinen an modernen Pkw-Motoren unter stark instationären Betriebsbedingungen. Druckamplituden pulsierender Abgasströmungen erreicht mehr als 100 Prozent des mittleren Eintrittsdrucks der Turboladerturbine. Die Betriebsbedingungen einer Abgasturboladerturbine unter pulsierender Abgasströmung moderner Pkw-Motoren verändern sich in Abhängigkeit der Motorzündfrequenz sehr schnell. Die Zeitskala der pulsierenden Strömung ist üblicherweise im Vergleich zur Rotationsfrequenz der Turbine groß, so dass sich in den Schaufelkanälen der Strömungskraftmaschine temporär stationäre Betriebsbedingungen einstellen. Dieser Zustand wird gewöhnlich als quasi-stationär bezeichnet /5/

und stellt die Grundlage der numerischen Untersuchung von Wechselwirkungen zwischen Motor und Aufladeaggregat in der Motorprozesssimulation dar.

Zur Beschreibung und Untersuchung des Turboladerverhaltens in motorrealistischen Betriebszuständen werden diese Zustandsbedingungen häufig angenommen. Die Ungenauigkeit dieser quasi-stationären Annahme wird in mehreren Veröffentlichungen diskutiert (vgl. 2.4). Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen keine zwangsläufig höheren oder niedrigeren Turbinenleistungen unter pulsierendem Abgas als aufgrund der quasi-stationären Betrachtungsweise der Schaufelkanalströmung der Turboladerturbine. Signifikante Ungenauigkeiten der Annahme sind für übliche Turboladeranwendungen an Pkw-Verbrennungsmotoren in der Literatur nicht zu finden. Baines et al. quantifiziert die quasi-stationäre Annahme für Pkw – Turboladerturbinen [4]. Wenn das Verhältnis zwischen der Impulsfrequenz ω multipliziert mit der meridionalen Länge der Schaufelpassage L und der mittleren Relativgeschwindigkeit \bar{w} des Abgases im Schaufelkanal kleiner als eins ist, verhält sich das Fluid quasi-stationär. Das Verhältnis wird durch die Richardson-Zahl in Gl. 1-1 beschrieben. In modernen Ottoanwendungen ist sie typischerweise deutlich kleiner als eins, woraufhin die Kanalströmung der Turbine quasi-stationär angenommen werden kann.

Gl. 1-1
$$Rn = \frac{\omega \cdot L}{\bar{w}}$$

Die Gültigkeit der quasi-stationären Annahme wird in Abschnitt 7.4 diskutiert. Zur Untersuchung thermodynamischer Eigenschaften der Turboladerturbine wird die Strömungsmaschine üblicherweise an stationären Heißgasprüfständen vermessen und anhand von Turbinenkennfeldern charakterisiert. Die Ermittlung dieser Kennfelder erfolgt standardmäßig entlang konstanter Drehzahllinien bei unveränderter Turbineneintrittstemperatur. Zur Beschreibung thermodynamischer Eigenschaften der Turbine werden verschiedene Betriebspunkte und damit Turbinenleistungen eingestellt und messtechnisch untersucht. Entsprechend der stationären Leistungsbilanz zwischen Turbine und Verdichter wird die Turbinenleistung von der Verdichter- und der mechanischen Leistung des Laufzeuges aufgenommen. Änderungen des Turbinenbetriebspunktes setzen demnach Anpassungen der Verdichterleistungsaufnahme voraus, um die Laderdrehzahl anzupassen. Die Leistungsaufnahme des Verdichters ist aufgrund von strömungstechnischen Phänomenen begrenzt, sodass der Untersuchungsbereich der Turbine an standardmäßig stationär betriebenen Heißgasprüfständen limitiert ist. Pump- und Stopfgrenze der Strömungsarbeitsmaschine begrenzen den Betriebsbereich des Turboladers.

Gleichwohl unterscheiden sich die Turbinenbetriebsbedingungen an Pkw-Verbrennungsmotoren von denen an standardmäßig stationären Heißgasprüfständen deutlich. Aufgrund seiner Trägheit folgt die Drehzahl des Laufzeuges dem Druckanstieg in der Abgasleitung während eines Auslassdruckstoßes eines Pkw-Hubkolbenverbrennungsmotors verzögert. Vorübergehend werden Betriebsbedingungen mit hohen Turbinenexpansionsverhältnissen und niedrigen Turbinenumfangsgeschwindigkeiten erreicht. Diese Betriebszustände können ohne zusätzliche Maßnahmen aufgrund der limitierten Verdichterleistungsaufnahme an stationär betriebenen Heißgasprüfständen nicht untersucht werden.

Für die Entwicklung innovativer Turbinen sowie für Untersuchungen von Interaktionen zwischen dem Aufladeaggregat und dem Verbrennungsmotor sind Untersuchungen des Turbinenwirkungsgrades und des Massendurchsatzes in motorrealistischen Betriebsbereichen essentiell.

Innovative Abgasturbinen nutzen die verfügbare Abgasenergie während eines Druckstoßes im Abgassystem moderner Verbrennungsmotoren optimal. Zur Entwicklung und Bewertung neuer Technologien sind Untersuchungen des dynamischen Turbinenverhaltens in diesen Betriebsbereichen notwendig.

Numerische Berechnungen von Wechselwirkungen zwischen Turbolader und Motor in der Motorprozesssimulation (vgl. 2.3) basieren gewöhnlich auf stationär ermittelten Turbinenkennfeldern /95/. Diese müssen zur Untersuchung der Interaktionen stark extrapoliert werden, da sie Turbinencharakteristiken in motorrelevanten Betriebsbereichen nicht ausreichend beschreiben. Die Qualität der Simulationsrechnungen hängt in großem Maße von der Güte der Turbinenkennfelder und ihrer Extrapolationen ab.

Verschiedene Methoden, zur Analyse von Turboladerturbinen in motorrelevanten Betriebsbereichen, werden bis in die Gegenwart entwickelt. Überwiegend basieren die Methoden auf der Zunahme der Leistungsaufnahme des Verdichters und der stationären Vermessung der Turbine /81/. Diese Messmethoden setzen ein sehr gutes Verständnis der mechanischen Verluste voraus. Üblicherweise wird der Turbinenwirkungsgrad als das Produkt aus isentropem Turbinen- und mechanischem Wirkungsgrad definiert. Mechanische Verluste werden im Turbinenwirkungsgrad berücksichtigt. Systematiken, die auf stationärer Erhöhung der Aufnahme der Turbinenleistung beruhen (vgl. 2.4.2), beeinträchtigen die Axialschübe in diesen Betriebszuständen und beeinflussen mechanische Verluste bzw. den Turbinenwirkungsgrad. Für zuverlässige Untersuchungsergebnisse zur Charakterisierung der Turbine in motorrelevanten Betriebsbereichen wird demzufolge ein zuverlässiges Reibleistungsmodell benötigt. Alternativ können mehrere Verdichter mit unterschiedlichen Leis-

tungsaufnahmen und gleichen Durchmessern zur erweiterten Untersuchung von Turboladerturbinen verwendet werden, ohne Axialschübe signifikant zu beeinträchtigen.

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine neue Messmethode entwickelt, mit der Turbinenkennfelder für moderne Ottoanwendungen auf Basis motorrealistischer, instationärer Betriebsbedingungen erweitert werden können. Die Systematik beruht auf der zusätzlichen Ausnutzung von Beschleunigungsleistung durch Impulsbeaufschlagung. Die Turbine wird unter realistischen Randbedingungen betrieben und untersucht, sodass physikalische Einflüsse von Reibung, Machzahl, Wärmeströmen etc. auf den Motorbetrieb übertragbar sind und zuverlässige Ergebnisse für den Turboladereinsatz am Hubkolbenverbrennungsmotor gewonnen werden.

2 Stand der Technik

Bei einer Verbrennungskraftmaschine wird die im Kraftstoff gespeicherte chemische Energie während einer Verbrennung in Wärmeenergie umgewandelt. Diese wird teilweise in technische Arbeit umgesetzt. Der zur Verbrennung notwendige Sauerstoff muss dazu der in den Arbeitszylinder angesaugten Luft entnommen werden. Die Leistung der Hubkolbenverbrennungsmaschine ist in erster Näherung eine Funktion der Luftmasse. Diese wird wiederum durch die Drehzahl und somit die Anzahl der Ansaughübe und das Hubraumvolumen beeinflusst. Darüber hinaus kann eine Steigerung der Leistungsdichte durch Erhöhung der Dichte des Arbeitsmediums Luft vor dem Einströmen in den Zylinder erreicht werden. Damit lässt sich eine allgemeine Gleichung zur Berechnung der Leistung einer Hubkolbenmaschine darstellen /124/:

$$\text{Gl. 2-1} \quad P_{\text{eng}} \sim V_{\text{Hub}} \cdot n_{\text{eng}} \cdot \rho_L$$

2.1 Thermodynamik der Abgasturboaufladung

Seit Beginn der Motorenentwicklung ist man bestrebt nach hoher Leistungsdichte und niedrigem spezifischen Kraftstoffverbrauch. Beide Parameter hängen eng miteinander zusammen, da durch eine Erhöhung der Leistungsdichte der Verbrennungsmotor kleiner dimensioniert, Reibverluste somit reduziert und motorische, thermodynamische Prozesse optimiert werden können. Angepasste Motoren lassen sich mit höherer Last bei höherem Wirkungsgrad betreiben, um vergleichbare Leistungen zu erzielen. Die Entdrosselung infolge der Lastanhebung führt zur Reduktion der Ladungswechselperluste beim Ottomotor. Gleichzeitig führen kleinere und weniger Zylinder zur Reduktion der mechanischen Verluste und zur Effizienzsteigerung durch einen höheren Aufladegrad des Triebwerks. Durch Verminderung des Hubraums und der Zylinderanzahl bei gleichzeitiger Beibehaltung der Motorleistung kann ein signifikanter Verbrauchsvorteil und eine Steigerung der Effizienz erreicht werden. Zweckmäßig kann dazu die Ladungsdichte des Arbeitsmediums vor dem Einströmen in den Arbeitszylinder durch Vorverdichtung angehoben werden. Dabei sollte die Temperatur des Arbeitsmediums nicht signifikant erhöht werden, um das Temperaturprofil der Hochdruckschleife nicht nachteilig zu beeinflussen. Durch die Vorverdichtung des Arbeitsmediums kann neben der Steigerung der Leistungsdichte auch der Verbrennungsablauf, besonders bei Teillast verbessert werden /80/. Die Vorverdichtung des Arbeitsme-

diums hat auf den Prozesswirkungsgrad der Hochdruckschleife von Verbrennungsmotoren keinen signifikanten Einfluss /78/.

Gleichwohl wird der Niederdruckprozess bzw. die Ladungswechselschleife durch die Erhöhung des Ladedruckes $p_2 > p_{amb}$ positiv beeinflusst, wenngleich das Verdichtungsverhältnis des Verbrennungsmotors nicht signifikant reduziert wird.

Die Vorverdichtung des Arbeitsmediums kann durch unterschiedliche Aufladeverfahren erzielt werden. Neben der Nutzung gasdynamischer Effekte und der Aufladung durch vom Motor angetriebene, mechanische Lader, hat sich die Abgasturboaufladung aufgrund ihrer thermodynamisch sehr guten Eigenschaften bezüglich des Gesamtsystems durchgesetzt. Die Verdichtungsarbeit lässt sich aus der Abgasenthalpie der Verbrennungskraftmaschine nutzen. Kreisprozessbedingt ist der Druck im Arbeitszylinder eines aufgeladenen Ottomotors am Ende der Expansion wesentlich höher als zu Beginn der Kompression. Dieser erhöhte Druck kann ohne besondere Maßnahmen (vgl. Miller oder Atkinson /80/) aufgrund der geometrisch vorgegebenen Kolbenbewegung am Ende der Expansion im Zylinder selbst nicht mehr in Arbeit umgesetzt werden. Die am Ende des Hochdruckprozesses des Verbrennungsmotors zur Verfügung stehende Energie im Abgas kann in einem nachfolgenden Prozess sinnvoll genutzt werden

Eine Strömungsturbine (vgl. 2.2.2) nutzt die vorhandene Abgasenergie am Ende des Expansionstrakts und treibt einen auf gleicher Welle angeordneten Strömungsverdichter (vgl. 2.2.1) für die Vorverdichtung der Zylinderladung vor dem Eintritt in den Arbeitszylinder an.

Seit der Erfindung schnelllaufender Hubkolbenmotoren existiert die Idee der Aufladung zur Erhöhung der Dichte des Arbeitsmediums. Der Abgasturbolader, der im Jahre 1905 von Alfred Büchi erfunden wurde, konnte sich in Hubkolbenmotoren moderner Pkws erst durch die Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades des Aufladeaggregates und der Einführung der Direkteinspritzung durchsetzen. Schlechte Wirkungsgrade und unvorteilhafte Anordnungen erster Abgasturboladeranwendungen führten zu negativen Spülgefällen /78/. Bereits 1925 meldete Büchi ein Patent zur Trennung der Auspuffleitungen und Zusammenfassung von Zylindern mit Zündabständen von mehr als 240 Grad Kurbelwinkel sowie engen Leitungsquerschnitten an. Die Methode wird als Stoßaufladung bezeichnet. Durch die Vorverdichtung der Ladeluft musste zu Beginn der Turboladerentwicklung besonders bei Ottomotoren das Verdichtungsverhältnis zur Vermeidung unkontrollierter Selbstzündung (Klopfen) verringert werden. Die Reduzierung verringert wiederum den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors.

Durch den Einsatz moderner Brennverfahren und Steuerorgane des Verbrennungsmotors steht der Abgasturboladeraufladung und der damit verbunden Effizienzsteigerung durch

Downsizing nun nichts mehr im Weg. Fortschritte im Matching, dem Anpassen des Turbo-laders an die Hubkolbenverbrennungsmaschine, ermöglichen darüber hinaus die Findung sinnvoller Kompromisse zwischen gutem transienten Verhalten und hoher maximaler Leistung.

Der Verdichter saugt über den Luftfilter Frischluft an und erhöht durch die Schaufelarbeit die spezifische Totalenthalpie der Strömung vom Radeintritt zum –austritt nach der Euler-gleichung:

$$\text{Gl. 2-2} \quad \Delta h_{\text{Schaufel}} = \frac{P}{\dot{m}} = c_{u\text{-aus}} \cdot u_{\text{aus}} - c_{u\text{-ein}} \cdot u_{\text{ein}}$$

Die Schaufelarbeit $\Delta h_{\text{Schaufel}}$ wird von der Turbine erbracht, die Restenergie des Abgases nutzt.

Abb.2-1 stellt die in der Turbinenstufe umgewandelte Totalenthalpiedifferenz anhand von Isobaren in einem h-s-Diagramm dar. Weiterhin wird die Expansion und Umlenkung des Fluids im Stator sowie die Entnahme von Strömungsenergie im Rotor der Turbinenstufe dargestellt.

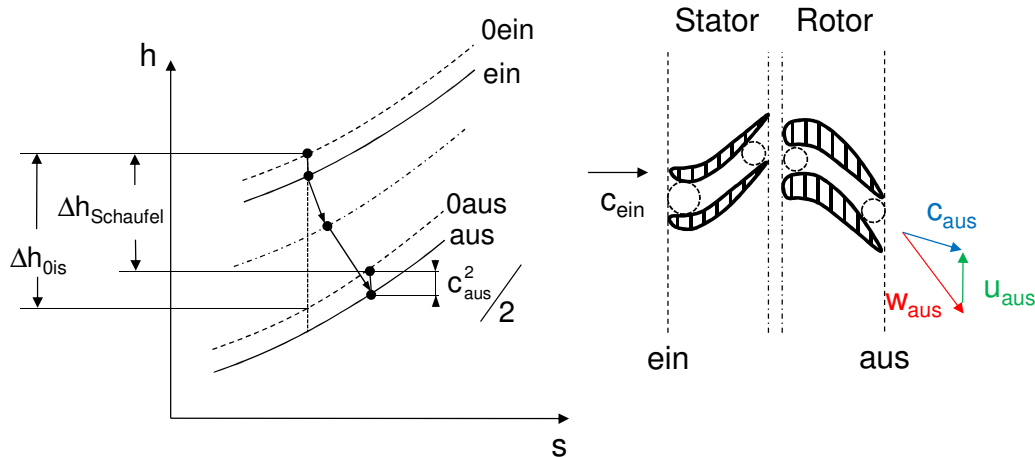


Abb. 2-1 Entspannung im h-s-Diagramm und Beschaukelung einer Turbine

Auf Cordier geht die Idee zurück, Wirkungsgradmaxima für verschiedene Strömungsmaschinen entsprechend ihre Bauart gegenüberzustellen. In dem Cordier-Diagramm /100/ wird der Zusammenhang zwischen der Drehzahl-Kenngröße n_s und der Durchmesser-Kenngröße d_s von einstufigen Strömungsmaschinen dargestellt. Anhand des Diagramms können Leistungsdaten und somit die eingesetzte Strömungsmaschine voneinander unter-

schieden und klassifiziert werden. In Abhängigkeit vom Gefälle Δh und dem Durchsatz \dot{m} kann aus dem Cordier-Diagramm die Radialmaschine als optimale Bauart für den Einsatz an abgasturboaufgeladenen Pkw-Verbrennungsmotoren festgelegt werden.

Um die Abgasenergie von dem Zylinder zur Turbine optimal zu transportieren, ist die Gestaltung der Abgasleitung wesentlicher Bestandteil der Auslegung. Darüber hinaus ist eine optimale Gestaltung der Ventilanordnungen und -steuerung in Kombination mit einer unter gasdynamischen Gesichtspunkten ausgelegten Auslasskanalkonstruktion sinnvoll, um eine größtmögliche Energierückgewinnung an der Turbine zu erzielen. Grundsätzlich unterscheidet man zwei wesentliche Verfahren, bei denen die verfügbare Abgasenergie in der Turboladerturbine in mechanische Energie umgewandelt wird. Systematiken und Ausführungen der Stoß- bzw. Impuls- und der Stauaufladung werden in der Literatur eingehend diskutiert [37], [80], [83], [87], [93], [107], [124].

2.2 Strömungstechnische Grundlagen des Abgasturboladers

Das Ziel der Abgasturboaufladung ist die Erhöhung der Leistungsdichte des Verbrennungsmotors durch Dichteerhöhung des Arbeitsmediums. Die Verdichtung der Luft erfolgt in modernen Pkw-Motoren überwiegend mit Hilfe von Radialverdichtern. Durch Zufuhr von mechanischer Energie wird dem Fluid eine gerichtete Geschwindigkeit aufgeprägt. Dadurch erhöht sich die kinetische Energie der Strömung, die anschließend durch Verzögerung in einem Diffusor in Druck umgewandelt wird. Diese Zufuhr technischer Arbeit und Erhöhung des statischen Druckes kann mit Hilfe des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für offene Systeme beschrieben werden [17]. In einem parallelen Prozess wird die geforderte technische Arbeit w_t gewonnen. Die Enthalpie der Abgasströmung wird in der Turbine in w_t umgewandelt.

Turbine und Verdichter sind starr miteinander verbunden, wodurch die Betriebsgrenzen beider Strömungsmaschinen den Betriebsbereich des Abgasturboladers bestimmen.

Im Folgenden werden strömungstechnische Grundlagen der Aufladeaggregate Radialverdichter und -turbine für den angewandten Fall diskutiert. Detaillierte Beschreibungen beider Strömungsmaschinen sind in der Literatur zu finden [4], [20], [34], [37], [42], [95], [104], [123].

2.2.1 Radialverdichter

Nach der Eulergleichung (Gl. 2-2) verdichtet eine Strömungsarbeitsmaschine, bestehend aus Rotor und Stator, den Massenstrom \dot{m}_v polytrop vom Eintrittsdruck p_{01} auf den Austrittsdruck p_{02} . Aufgrund von Reibungseinflüssen erhitzt der Verdichter das Gas mehr als isentrop.

Im Rotor wird das Fluid in Drehrichtung der Arbeitsmaschine umgelenkt. Mechanische Arbeit wird über den Impulssatz von der angetriebenen Welle in Strömungsenergie umgewandelt. Im nachfolgenden Stator, der als Diffusor ausgebildet ist, wird die Strömungsenergie bei gleichzeitiger Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit in statischen Druck umgewandelt. Details zur Energieerhöhung in Strömungsverdichtern sind in der Literatur zu finden /9/, /42/, /104/.

Aufgrund der Leistungsbilanz zwischen Verdichter und Turbine beeinflussen die Betriebsgrenzen der Arbeitsmaschine den Untersuchungsbereich der Strömungskraftmaschine maßgeblich. Das Betriebsverhalten von Radialverdichtern wird anhand von Kennfeldern beschrieben, welche das Durchsatzverhalten und den Wirkungsgrad der Strömungsmaschine in Abhängigkeit von dem Druckverhältnis entlang von Iso-Drehzahllinien darstellt /51/. Diese werden einerseits durch die Pumpgrenze bei kleinen Durchsätzen und hohen Druckverhältnissen sowie andererseits durch die Stopfgrenze bei maximalem Durchsatz begrenzt. Durch zunehmendes Androsseln stromabwärts des Verdichters nimmt der Verdichtermassenstrom \dot{m}_v ab, wodurch nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik das Verdichterdruckverhältnis $\Pi_{v,tt}$ steigt. Der reale Anströmwinkel weicht zunehmend vom optimalen Anströmwinkel ab. Die Strömung kann aufgrund von Reibungs- und Stoßverlusten der Kontur der Schaufeln nicht mehr folgen und beginnt abzulösen. Die Luft strömt entgegen der Förderrichtung durch den Verdichter, bis sich wieder ein stabiles Druckverhältnis einstellt. Dieser Effekt tritt nicht an allen Schaufeln gleichzeitig auf, sondern zunächst in einem wenige Schaufelkanäle umfassenden Gebiet. Die betroffenen Verdichterkanäle können wenig bis keine Luft mehr fördern. Die Nachbarzellen werden aufgrund der ausweichenden Strömung besser angeströmt, was der Strömungsablösung entgegenwirkt. Dieses Verhalten ruft eine Wanderbewegung der blockierenden Kanäle entgegen der Drehrichtung hervor (rotating stall). Sinkt der Verdichtermassenstrom weiter ab, kommt es aufgrund des hohen Verdichterdruckverhältnisses und geringen Durchsatzes zu Rückströmung bereits verdichteter Luft. Der Ladedruck sinkt. Die Strömung legt sich wieder an die Schaufeln an und der Förderbetrieb wird wieder aufgenommen. Ohne entsprechende Maßnahmen steigt der Ladedruck wieder auf den kritischen Wert an und der Zyklus beginnt erneut. Es kommt

zu Druckschwingungen in den Schaufelkanälen und stromabwärts des Verdichters. Die Verdichterpumpgrenze ist erreicht /42/.

Arbeitet der Verdichter weitestgehend entdrosselt, fördert er maximalen Massenstrom, bis das Fluid im engsten Querschnitt der Strömungsmaschine Schallgeschwindigkeit erreicht und die Strömungsgeschwindigkeit ohne besondere Maßnahmen nicht weiter erhöht werden kann. Der Verdichter gelangt an seine Stopfgrenze.

Linien konstanter Verdichterdrehzahl werden somit durch die Pump- und Stopfgrenze begrenzt, wodurch auch seine Leistungsgrenzen bestimmt sind. Nach Gl. 2-4 ist die Verdichterleistung proportional zum Verdichtermassenstrom und eine Funktion des Verdichterdruckverhältnisses. Demnach benötigt der Radialverdichter je nach spezifischem Kennfeld nahe der Pumpgrenze die geringste, nahe der Stopfgrenze näherungsweise die höchste Antriebsleistung.

$$\text{Gl. 2-3} \quad P_{V, is, tt} = \dot{m}_V \cdot \Delta h_{V, is, tt} = \dot{m}_V \cdot c_{p, V} \cdot T_{0, Vin} \cdot \left(\Pi_{V, tt}^{R_V / c_{p, V}} - 1 \right)$$

$$\text{Gl. 2-4} \quad P_{V, tt} = \dot{m}_V \cdot \Delta h_{V, tt} = \dot{m}_V \cdot c_{p, V} \cdot \Delta T_{21, tt} = \frac{1}{\eta_V} \cdot \dot{m}_V \cdot c_{p, V} \cdot T_{0, Vin} \cdot \left(\Pi_{V, tt}^{R_V / c_{p, V}} - 1 \right)$$

$$\text{Gl. 2-5} \quad \eta_V = \frac{\Delta h_{V, is, tt}}{\Delta h_{V, tt}}$$

Das Verdichterkennfeld, welches das Verdichterdruckverhältnis über dem Durchsatzverhalten entlang Linien konstanter Drehzahl abbildet, stellt den Verdichterwirkungsgrad (Gl. 2-5) in Form von Muschellinien dar /50/. Gewöhnlich wird der Durchsatz auf einen Normzustand am Verdichtereintritt bezogen, um Einflüsse unterschiedlicher Umgebungsbedingungen zu berücksichtigen. Zur Bestimmung des Turbinenverhaltens, welches im folgenden Abschnitt beschrieben wird, spielt der Verdichterbetrieb eine entscheidende Rolle.

2.2.2 Radialturbine

In der Strömungskraftmaschine wird ein kompressibles Medium entspannt. Der Turbinenmassenstrom \dot{m}_T wird vom Eintrittsdruck p_{03} auf den statischen Austrittsdruck p_4 entspannt. Ziel der Zustandsänderung ist eine möglichst hohe Entnahme an Expansionsarbeit mit der Folge der Temperaturabsenkung.

Die Gewinnung mechanischer Energie in der Turbine erfolgt durch Druck- und Enthalpieabbau des Arbeitsmediums in der Turbinenstufe. In Abb. 2-1 wird die Umsetzung von

Strömungsenergie in mechanische Energie in der Turbinenstufe anhand eines h-s-Diagrammes dargestellt. In der Praxis ist die Trennung der Aufgaben zwischen Rotor und Stator nicht so streng. Die Laufräder übernehmen zumeist auch einen Teil des Druckabbaus. In der Einlaufdüse (Stator) der Radialturbine erfolgt zunächst eine Beschleunigung der Absolutgeschwindigkeit c_{ein} des Abgases. Im Laufrad (Rotor) der Turboladerturbine wird durch die Umlenkung des Fluids je nach Reaktionsgrad /104/ die Relativgeschwindigkeit w erhöht, wodurch sich der Druck weiter abbaut. Beim Durchtritt des Fluids durch das Turbinenlaufrad nimmt aufgrund der Umlenkung die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u ab. Diese Abnahme entspricht einer Reduktion des Impulsmomentes der Strömung und nach dem Drallsatz damit einem Drehmoment auf die Schaufeln, womit die Leistungsabgabe an die Turbine gegeben ist. Die Abgabe von Schaufelarbeit in der Turboladerturbine nimmt nach Gl. 2-2 negative Werte an. Details zur Energieumsetzung in Strömungskraftmaschinen sind in der Literatur zu finden /3/, /77/, /104/ und /113/.

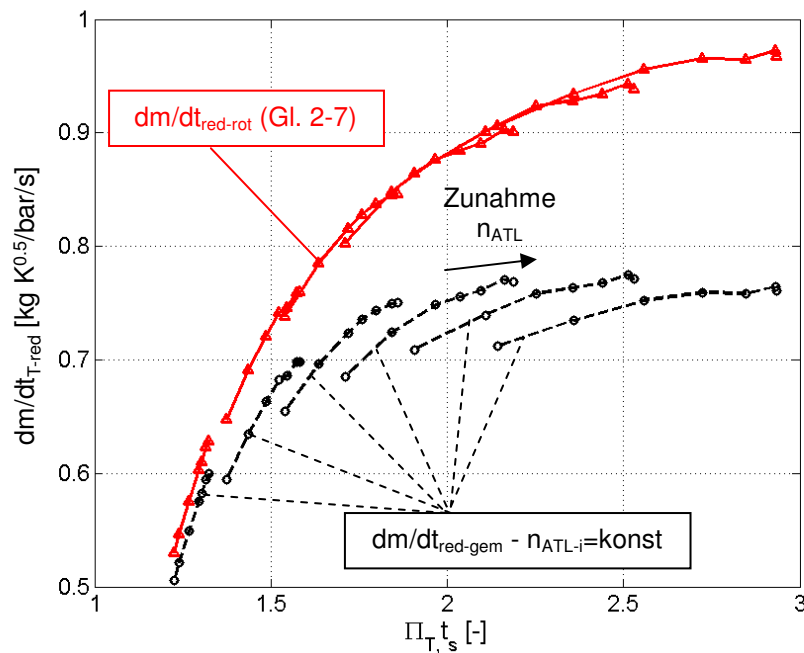


Abb. 2-2 Turbinendurchsatzkennfeld - $T_{03}=773\text{K}$
(Messergebnisse)

Das Betriebsverhalten der Turbine wird mittels Durchsatz- und Wirkungsgradkennfelder nach /95/ beschrieben. Aufgrund großer Temperaturspreizungen des Arbeitsgases und der Kompressibilität des Fluids im Motorbetrieb, werden Turbinenkennfelder zur Charakterisierung üblicherweise reduziert. Kennfeldgrößen werden in Kenngrößen dargestellt, in denen

Einflüsse der Temperatur auf die Schallgeschwindigkeit herausgenommen werden. In erster Näherung entsprechen die Durchströmbedingungen einer Turbine bei konstanter Drehzahl denen einer Düse. Bei gleicher Machzahl hängt der Turbinenmassenstrom nur von dem Gaszustand vor der Turbine ab (Gl. 2-6). ψ beschreibt die Durchfluss-Funktion, welche nur vom Druckverhältnis und dem Isentropenexponent abhängt [11].

$$\text{Gl. 2-6} \quad \dot{m}_T = A_{T,\text{eff}} \cdot \rho \cdot c = A_{T,\text{eff}} \cdot \frac{p_3}{R \cdot T_3} \cdot \text{Ma} \cdot \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_3} = A_{T,\text{eff}} \cdot \frac{p_3}{\sqrt{T_{03}}} \cdot \psi = \text{konst}$$

Abb. 2-2 stellt ein heute übliches Turbinendurchsatzkennfeld dar, das in Abhängigkeit des Turbinenexpansionsverhältnisses den messtechnisch ermittelten und mit $\sqrt{T_{03}}/p_3$ reduzierten Turbinenmassenstrom $\dot{m}_{\text{red-gem}}$ entlang konstanter Drehzahllinien beschreibt (Versuchslader vgl. Tabelle 7-2).

Mit zunehmender Laderdrehzahl verschieben sich die Drehzahllinien, die sogenannte Schlucklinien, üblicherweise zu niedrigeren Durchsatzkennwerten bei höheren Turbinenexpansionsverhältnissen. Die Verschiebung der Drehzahllinien resultiert aus dem drehzahlabhängigen Strömungsverhalten in den Schaufelkanälen der Turbine. Abb. 2-2 zeigt die Verringerung des gemessenen Schluckverhaltens der Turbine für verschiedene Drehzahllinien (gestrichelt) mit steigendem Turbinenexpansionsverhältnis $\Pi_{T,ts}$. Zur Extrapolation zeitlich gemittelter Durchsatzmessungen kann nach [33] das drehzahlabhängige Turbinendurchsatzverhalten mit Hilfe des auf das rotierende Relativsystem bezogenen Druckes p_{rot} korrigiert werden:

$$\text{Gl. 2-7} \quad \dot{m}_{\text{red-rot}} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{p_{3,\text{rot}}} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{p_3} \cdot \frac{1}{\left(1 - \frac{\kappa-1}{2} \text{Mu}_{T-\text{ein}}^2\right)^{\kappa/(\kappa-1)}}$$

Mit Hilfe von Gl. 2-7 kann das Schluckverhalten der Turbine entsprechend der Umfangsmachzahl $\text{Mu}_{T-\text{ein}}$ durch eine stetige Kurve über das Expansionsverhältnis $\Pi_{T,ts}$ abgeschätzt werden. $\text{Mu}_{T-\text{ein}}$ beschreibt das Verhältnis zwischen der Schaufelumfangsgeschwindigkeit am Eintritt $u_{T-\text{ein}}$ und der lokalen Schallgeschwindigkeit $a_{T-\text{ein}}$.

Abb. 2-2 stellt exemplarisch das Schluckverhalten $dm/dt_{\text{red-rot}}$ der Turbine (vgl. Tabelle 7-2) bei einer niedrigen Laderdrehzahl dar (Dreiecksymbole).

Wegen der Kompressibilität des Fluids und großen Temperaturspreizungen des Arbeitsgases werden üblicherweise auch die Drehzahllinien der Turbinenkennfelder reduziert, ent-

lang derer die thermodynamischen Eigenschaften der Turboladerturbine beschrieben werden.

$$\text{Gl. 2-8} \quad \eta_{\text{ATL-red}} = \frac{n_{\text{ATL}}}{\sqrt{T_{03}}}$$

Zur vollständigen Charakterisierung der Turbine wird darüber hinaus der Turbinenwirkungsgrad ermittelt.

Nach Gl. 2-9 errechnet sich der Turbinenwirkungsgrad (total zu total) aus dem Verhältnis zwischen tatsächlicher und isentroper Turbinenleistung. Aufgrund der hohen Abgastemperaturen und der einhergehenden Strahlung des Turbinengehäuses sowie des konvektiven Wärmestromes kann die Turbine nicht als adiabat angesehen werden. Die Ermittlung der Turbinenleistung P_T mittels einer Temperaturmessung T_{04} am Turbinenausstritt liefert unter realen Bedingungen keine brauchbare Methode für die Wirkungsgradermittlung (vgl. 7.3). Um dennoch die Turbinenwirkungsgrade (total zu statisch) bestimmen zu können, wird eine Leistungsbilanz mit dem Verdichter aufgestellt. Es wird ein Gleichgewicht zwischen Turbinen- und Verdichterleistung angestrebt, sodass sich eine feste Drehzahl einstellt ($P_T = P_V$). In diesem Leistungsgleichgewicht wird impliziert auch die mechanische Leistung mit eingeschlossen, sodass der versuchstechnisch ermittelte Turbinenwirkungsgrad die mechanischen Verluste mit enthält. Daraus ergibt sich die Definition des Turbinenwirkungsgrades (total zu statisch) als das Produkt aus isentropem Turbinen- η_{is} und mechanischem Wirkungsgrad η_m (Gl. 2-11).

Die Ermittlung des Turbinenwirkungsgrad- und Durchsatzkennfeldes erfolgt durch Variation des Verdichterbetriebspunktes entlang konstanter Drehzahllinien von der Verdichterstopf- bis -pumpgrenze. Der Messbereich der Turbinenkennfelder wird durch das Leistungsgleichgewicht mit dem Verdichter auf einen kleinen Bereich eingeschränkt.

$$\text{Gl. 2-9} \quad \eta_{T,\text{is,tt}} = \frac{\Delta h_{T,\text{tt}}}{\Delta h_{T,\text{is,tt}}}$$

$$\text{Gl. 2-10} \quad P_{T,\text{tt}} = \dot{m}_T \cdot \Delta h_{T,\text{tt}} = \dot{m}_T \cdot c_{p,T} \cdot (T_{03} - T_{04})$$

$$\text{Gl. 2-11} \quad \eta_{T,\text{ts}} = \eta_{\text{is}} \cdot \eta_m = \frac{P_{V,\text{tt}} + P_m}{P_{T,\text{is,ts}}}$$

$$\text{Gl. 2-12} \quad P_{T,\text{is,ts}} = \dot{m}_T \cdot \Delta h_{T,\text{is,ts}} = \dot{m}_T \cdot c_{p,T} \cdot T_{03} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\Pi_{T,\text{ts}}} \right)^{\frac{R_T}{c_{p,T}}} \right]$$

Der mechanische Wirkungsgrad η_m ist nach Gl. 2-13 eine Funktion aus der Verdichterleistung $P_{v,tt}$ und der mechanischen Reibleistung P_m . Darüber hinaus hängt P_m entscheidend von der Drehzahl des Turboladers ab. /97/ stellt die Schwierigkeit der Ermittlung des Reibmomentes und somit der Reibleistung dar.

Gl. 2-13
$$\eta_m = \frac{P_{v,tt}}{P_{v,tt} + P_m}$$

Der Turbinenwirkungsgrad ist eine Funktion aller an der Turbine auftretenden Strömungsverluste.

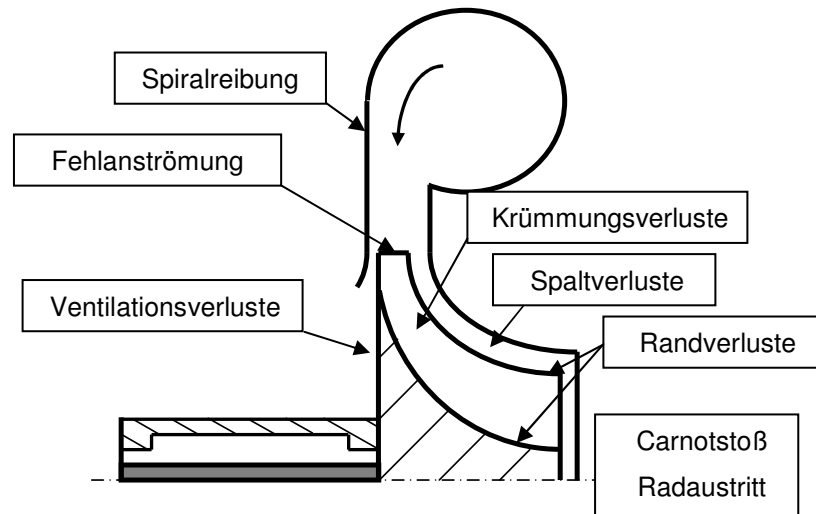


Abb. 2-3 Strömungsverluste einer Radialturbine

Abb. 2-3 stellt die Strömungsverluste einer Radialturbine schematisch dar /36/. Darüber hinaus treten Sekundärverluste sowie Reibungsverluste in den Schaufelkanälen auf.

Bei Turbinen, welche an modernen Verbrennungsmotoren stark pulsierend beaufschlagt werden, weichen die Anströmwinkel deutlich von den optimalen Auslegungswerten ab. Dies hat Fehlanström- und Umlenkverluste im Turbinenrad zur Folge. Aufgrund des zu meist plötzlichen Querschnittssprunges kommt es am Austritt des Laufrades zu Rückstößen (Carnotstoß), woraufhin zusätzliche Strömungsverluste verursacht werden /34/.

Üblicherweise wird der Turbinenwirkungsgrad über der sogenannten Schnelllaufzahl oder Laufzahl S aufgetragen. Sie ist definiert als das Verhältnis der Radumfangsgeschwindigkeit am Eintritt u_{T-ein} zur theoretischen Expansionsgeschwindigkeit c_s , die sich ergäbe, wenn das Abgas in einer idealen Düse vom Totalzustand am Eintritt (p_{03} und T_{03}) verlustfrei auf

den statischen Druck p_4 am Austritt expandierte. Im Folgenden wird c_s als Düsen-
geschwindigkeit bezeichnet (Gl. 2-14).

$$\text{Gl. 2-14} \quad S = \frac{u_{T\text{-ein}}}{c_s} = \frac{\pi \cdot D_{T\text{-ein}} \cdot \frac{n_{ATL}}{60}}{\sqrt{2 \cdot \Delta h_{T,ts}}} = \frac{\pi \cdot D_{T\text{-ein}} \cdot \frac{n_{ATL}}{60}}{\sqrt{2 \cdot c_{p,34} \cdot T_{03} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\Pi_{T,ts}} \right)^{\frac{\kappa_{34}-1}{\kappa_{34}}} \right]}}$$

Anhand des Geschwindigkeitsdreiecks am Turbinenlaufschaufeleintritt in Abb. 2-4 lässt
sich der Wirkungsgrad einer Radialturbine als Funktion der Laufzahl S beschreiben.

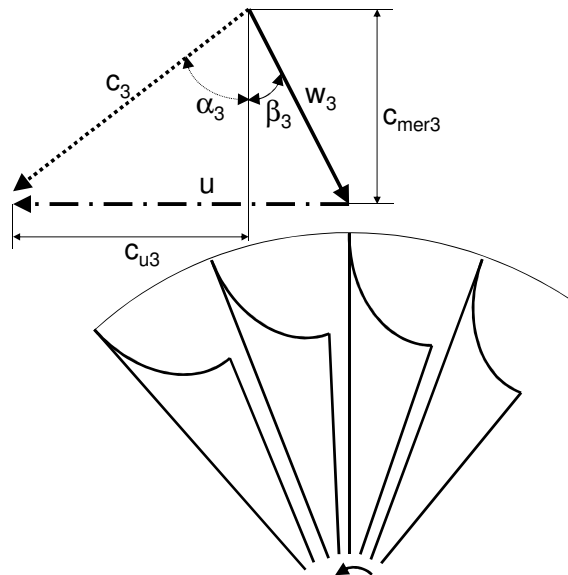


Abb. 2-4 Geschwindigkeitsdreieck am Turbinenlaufschaufeleintritt

Die Darstellung zeigt die Radumfangsgeschwindigkeit u , die absolute Anströmgeschwindigkeit c sowie die resultierende Relativgeschwindigkeit w am Radeintritt. Außerdem werden die Strömungswinkel α im Absolutsystem und β im Relativsystem abgebildet. α wird durch die Geometrie des Spiralgehäuses bestimmt und ändert sich für verschiedene Eintrittsbedingungen.

Gl. 2-15 beschreibt den Strömungswinkel α_3 , der von dem Radius R , dem Strömungsquerschnitt A und der Radeintrittsbreite b_3 abhängt (vgl. Abb. 7-19):

Gl. 2-15 $\tan \alpha = 2 \cdot \pi \cdot b_{T\text{-ein}} \cdot \frac{R}{A}$

Das Verhältnis $\frac{A}{R}$ wird üblicherweise zur Gehäusekennzeichnung verwendet. Es beschreibt das Verhältnis des freien Strömungsquerschnittes A am Übergang vom Turbineneintrittsquerschnitt in die Turbinenspirale zum Abstandsradius R . R ist dabei der Abstand des Flächenschwerpunktes des Strömungsquerschnitts A zur Radachse. $\frac{A}{R}$ ist ein Parameter zur Ermittlung des Anströmwinkels. Flache Anströmwinkel haben einen geringen Massendurchsatz zur Folge.

Bei optimaler Schaufelanströmung verrichtet das Arbeitsmedium an der Turbine Arbeit mit geringsten Verlusten und damit maximalem Wirkungsgrad. Dieser Zusammenhang bedingt ein optimales Verhältnis zwischen der Umfangsgeschwindigkeit u und der Absolutgeschwindigkeit c . Aufgrund der schwierig zu ermittelnden Anströmgeschwindigkeit c , dient die isentrope Düsengeschwindigkeit c_s als Vergleich, zur Beschreibung der Turbinenanströmung. Üblicherweise liegt das optimale Verhältnis zwischen $u_{T,\text{ein}}$ und c_s bei 0.65 bis 0.7 (/4/ und /98/).

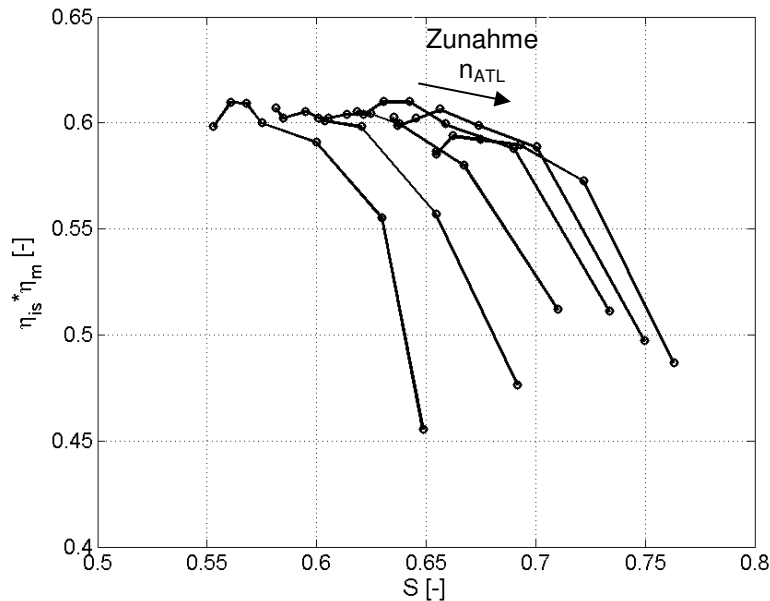
Zur Ermittlung der Turbinenkennfelder werden Turbineneintrittsbedingungen entlang Linien konstanter reduzierter Drehzahl variiert. Mit zunehmendem Turbinenexpansionsverhältnis bzw. -eintrittstemperatur steigt der Betrag der Turbinenanströmgeschwindigkeit c . Der Anströmwinkel α bleibt in erster Näherung konstant, da er vornehmlich von der Geometrie des Spiralgehäuses beeinflusst wird. Bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit des Rades sinkt der relative Anströmwinkel β , wodurch die Turbinenschaufel ausgehend vom optimalen Anströmwinkel falsch angeströmt wird. Der Wirkungsgrad der Strömungsmaschine sinkt. Mit abnehmender Anströmgeschwindigkeit nimmt der Winkel β bei konstanter Radrehzahl zu, wodurch die Turbinenschaufel ebenfalls nicht optimal angeströmt wird. Auf Linien konstanter Drehzahl nehmen die Turbinenwirkungsgrade über der Schnellaufzahl typischerweise parabolische Verläufe an, mit Maxima bei ca. 0.65 bis 0.7 /4/.

Zur Ermittlung der Drehzahllinien von Wirkungsgrad- und Durchflussskennfeldern der Turbine, wird der Turbolader an stationären Heißgasprüfständen untersucht. Entlang konstanter reduzierter Drehzahlkurven werden Durchsatz und Wirkungsgrad bei verschiedenen Expansionsverhältnissen, bzw. Laufzahlen ermittelt. Die Turbineneintrittstemperatur wird dabei nicht variiert und sinnvoll auf 773 bis 873K eingeregelt /98/. Der Verdichter dient gewöhnlich als Bremse, der bei anliegendem Turbinendruckverhältnis die Drehzahl entsprechend ihrer Leistungsaufnahme reguliert. Die stationäre Leistungsbilanz (Gl. 2-16) setzt das Leistungsgleichgewicht zwischen Verdichter und Turbine voraus.

Gl. 2-16 $P_T = P_V + P_m$

Entlang einer Linie konstanter Drehzahl beschränkt die Leistungsaufnahme des Verdichters den zu untersuchenden Turbinenbetriebsbereich. Das maximal mögliche Turbinenexpansionsverhältnis wird durch die maximale Verdichterleistungsaufnahme bestimmt. Analog bestimmt die Pumpgrenze des Verdichters bei entsprechender Drehzahl das minimale Expansionsverhältnis über die Strömungskraftmaschine.

Zur Ermittlung von Turbinenkennfeldern wird der Verdichterbetriebspunkt bei konstanter Laderdrehzahl von seiner Stopfgrenze zur Pumpgrenze gefahren. Aufgrund der sinkenden Leistungsaufnahme der Arbeitsmaschine nimmt basierend auf Gl. 2-16 das Turbinenexpansionsverhältnis ab, woraufhin die Turbine bei höheren Schnelllaufzahlen betrieben wird.



**Abb. 2-5 Turbinenwirkungsgradkennfeld - $T_{03}=773K$
(Messergebnisse)**

Abb. 2-5 zeigt den am Standardheißgasprüfstand messtechnisch ermittelten Turbinenwirkungsgrad $\eta_{T,ts}$ über der Schnelllaufzahl S entlang konstanter Drehzahllinien (Versuchslader: Tabelle 7-2). Jede der Drehzahllinien bildet einen parabolischen Verlauf mit einem Wirkungsgradmaximum zwischen 0.55 und 0.65.

Unter motorrealistischen Bedingungen muss die Turbine neben der technischen Arbeit für den Verdichter zusätzlich Beschleunigungsleistung in Abhängigkeit der Massenträgheit des Läufers erbringen. Gl. 2-17 formuliert die instationäre Leistungsbilanz, welche das Leis-

tungsgleichgewicht zwischen Turbine und Verdichter-, mechanischen sowie Beschleunigungsleistung des Läufers beschreibt.

$$\text{Gl. 2-17 } P_T = P_V + P_m + P_{\text{Beschl}}$$

Die Beschleunigungsleistung ergibt sich allgemein aus dem Gesamtmassenträgheitsmoment Θ_{ATL} des Läufers, der Drehzahl, sowie der Beschleunigung des Läufers (Gl. 2-18).

$$\text{Gl. 2-18 } P_{\text{Beschl}} = \Theta_{\text{ATL}} \cdot \omega_{\text{ATL}} \cdot \frac{d\omega_{\text{ATL}}}{dt}$$

Abb. 2-6 zeigt einen numerisch berechneten, repräsentativen Verlauf des total-statischen Turbinenexpansionsverhältnisses $\Pi_{T,ts}$ über dem Kurbelwinkel eines 2-Zylinder-Versuchsmotors (vgl. Abschnitt 7.1). Der Motor wird stationär bei 1500min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von $\text{BMEP}=17\text{bar}$ betrieben. Druck und Temperatur nehmen während eines Auslassdruckstoßes des Verbrennungsmotors kurzzeitig sehr hohe Werte an. Die Druckamplitude kann kurzzeitig 100% ihres Mittelwertes übersteigen. Die Drehzahlschwankungen des Läufers sind aufgrund seines Massenträgheitsmomentes mit ca. $\pm 1\%$ der mittleren Drehzahl vergleichsweise niedrig. Die Schwankungen der Turbinenleistung während eines Ausschleibvorganges werden weitestgehend in Beschleunigungsleistung des Läufers umgewandelt, wodurch die Drehzahlschwankungen gering bleiben. Druck- und Temperaturstöße führen zu sehr niedrigen bzw. hohen Werten der Laufzahl S .

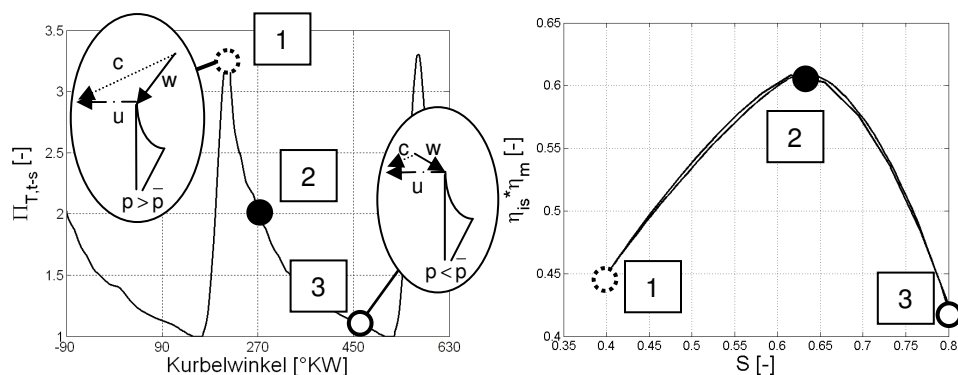


Abb. 2-6 Schematische Darstellung der Schaufelanströmung und des resultierenden Turbinenwirkungsgrad über S während eines Auslassdruckstoßes (Simulationsergebnisse)

Üblicherweise kann der Verdichter am stationär betriebenen Turboladerprüfstand nicht ausreichend Leistung aufnehmen, um die Turbine bei genügend hohen Expansionsverhältnissen zu betreiben und bei motorrealistischen Laufzahlen zu vermessen. Der Turbinenbetrieb beschränkt sich am Standardprüfstand auf einen sehr kleinen Bereich des Turbinenbetriebes am Hubkolbenverbrennungsmotor.

Abb. 2-7 zeigt den Turbinenbetrieb an einem Zweizylinder Versuchsmotor im Vergleich zu dem Messbereich (Kreissymbole) der Turbine von einem standardmäßig stationär betriebenen Heißgasprüfstand. Aufgrund der großen Druckstöße des Zweizylinderversuchsmotors bei 1500min^{-1} (Volllast) wird die Turboladerturbine häufig bei niedrigeren Laufzahlen betrieben, als sie am Heißgasprüfstand standardmäßig untersucht werden können.

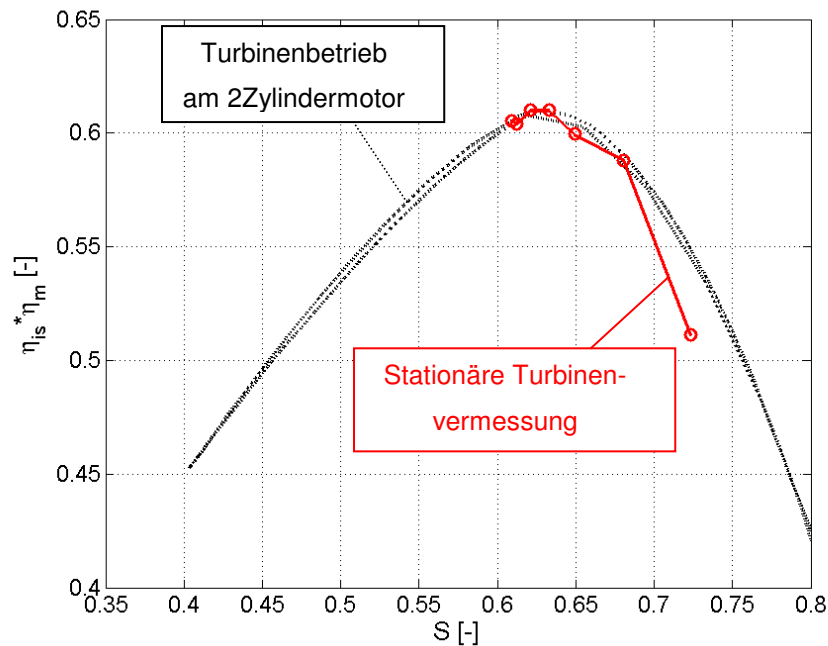


Abb. 2-7 Turbinenbetrieb am Verbrennungsmotor - $\overline{n_{ATL}} = 185000\text{min}^{-1}$
(Simulationsergebnisse)

Da bei hohen Druckverhältnissen und Temperaturen der überwiegende Teil der Abgasenthalpie zur Verfügung steht, reichen stationär ermittelte Turbinenkennfelder nicht aus, um die Erzeugung technischer Arbeit der Turboladerturbine im Motorbetrieb ausreichend beschreiben zu können.

Abb. 2-8 stellt die aufsummierte Turbinenleistung nach Gl. 2-17 in Abhängigkeit der sortierten Schnelllaufzahl für einen Arbeitszyklus eines Zylinders des Versuchsmotors dar. Die prozentual aufsummierte Turbinenleistung zeigt, dass der Turbine ein überwiegender Teil

der Abgasenergie bei niedrigen Turbinenlaufzahlen zur Verfügung steht. Etwa 75% der gesamten Restenergie im Abgas wird bei Schnellaufzahlen kleiner als 0.6 übertragen. Annähernd dreiviertel der Abgasenergie werden außerhalb des stationär vermessenen Turbinenbetriebes umgesetzt.

Die Verteilung der Turbinenleistung verdeutlicht die Notwendigkeit der exakten Vermessung der Turbine bei niedrigen Schnellaufzahlen, um das dynamische Verhalten des Abgasturboladers im Motorbetrieb beschreiben zu können. Übliche Auslegungspunkte aktueller Radialturbinen liegen zwischen 0.65 und 0.75. Diese Betriebsbedingungen decken jedoch lediglich ca. 15% der zur Verfügung stehenden Energie ab.

Um die Abgasenergie aufgeladener Verbrennungsmotoren optimal nutzen zu können, wäre eine Verschiebung des Turbinenwirkungsgradoptimums zu niedrigen Laufzahlen sinnvoll. In der Literatur sind zahlreiche Untersuchungen solcher innovativer Turbinen zu finden /66/ bis /68/.

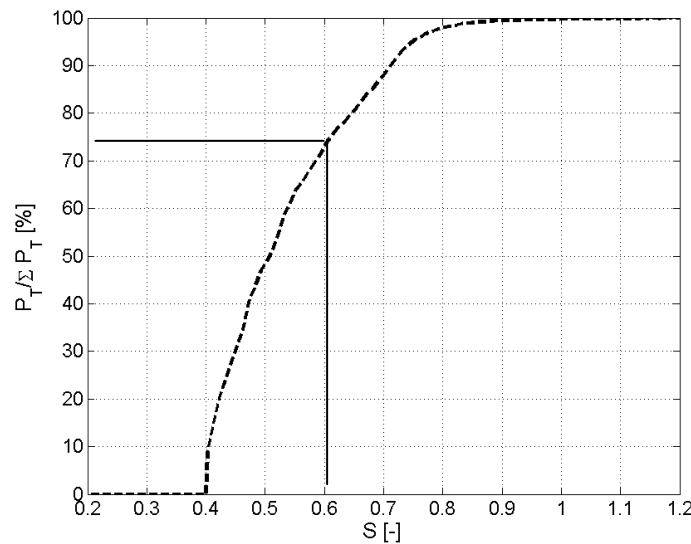


Abb. 2-8 Aufsummierte tatsächliche Turbinenleistung eines Arbeitszyklus über S (Simulationsergebnisse)

Prinzipiell basieren die diskutierten Turboladerturbinen darauf, dass den üblicherweise ausschließlich radialen endenden Turbinenschaufeln eine axiale Komponente ergänzt wird (Radial-Axial-Turbine). Die Schaufeln müssen aus Festigkeitsgründen nicht notwendigerweise auf radialen Strahlen konstruiert werden, sondern können dem Geschwindigkeitsdreieck während eines Auslassdruckstoßes angepasst werden. Um Charakteristiken sol-

cher innovativer Turbinen analysieren zu können, sind Untersuchungen von Turbinenbetriebspunkten bei niedrigen Laufzahlen unabdingbar.

2.3 Berechnung des dynamischen Abgasturboladerverhaltens in der Motorprozesssimulation

Seit den Anfängen ihrer Entwicklung hat sich die Motorprozessrechnung als hilfreiches Instrument in der Motorenentwicklung, besonders in der Aufladetechnik, erwiesen. Um teure Versuche an Verbrennungsmotoren zu reduzieren, stellt sie eine wichtige Technologie dar. Bei der Entwicklung und Optimierung des Verbrennungsmotors sowie seiner Anbauteile ist die Motorprozesssimulation ein inzwischen unentbehrliches Werkzeug. Bereits in frühen Phasen der Produktentwicklung kann mit Hilfe der Simulationsrechnung das Zusammenspiel zwischen Motor und Aufladeaggregat schnell und kostengünstig untersucht und optimiert werden.

Zur Untersuchung der Ladungswechsel werden die zeitlichen Verläufe der Temperaturen und Drücke an den Systemgrenzen des Brennraumes als Randbedingungen benötigt. In der Motorenentwicklung kann die Bestimmung dieser Parameter neben der messtechnischen Erfassung auch mit Hilfe von Berechnungen erfolgen.

Aufgrund der Wichtigkeit des Ladungswechsels und der davon abhängigen Parameter wie Motorleistung, Verbrauch und Abgasemissionen werden bereits in der frühen Phase der Entwicklung moderner Verbrennungsmotoren Methoden zur Berechnung angewandt.

Zur genaueren Beschreibung der instationären Zustände von Druck und Temperatur müssen **instationäre eindimensionale gasdynamische Strömungsphänomene** berücksichtigt werden. Im Gegensatz zur Füll- und Entleermethode und der akustischen Theorie werden die Grundgleichungen der instationären, eindimensionalen, kompressiblen Fadenströmung einschließlich Reibung und Wärmeübergängen gelöst /122/. Wird angenommen, dass Zustandsgrößen durch den Mittelwert über den Strömungsquerschnitt ausreichend genau beschrieben werden, können die Erhaltungsgleichungen von Masse, Impuls und Energie in einer Dimension gelöst werden /11/. Das Gesamtsystem wird in eine Vielzahl kleiner Volumen unterteilt, welche mittels Randbedingungen gekoppelt sind. Das resultierende System aus nichtlinearen, inhomogenen partiellen Differentialgleichungen wird mit expliziten Lösern numerisch integriert. Ein Zeitschritt sollte nicht größer sein, als die Zeit, die ein Teilchen benötigt, um ein Segment einer festgelegten Größe zu durchströmen. Der Zusammenhang zwischen örtlicher und zeitlicher Diskretisierung wird durch die Courant-Friedrichs-Lewy-Bedingung beschrieben /27/.

Bei der Modellierung abgasturboaufgeladener Verbrennungsmotoren spielt der Abgasturbolader eine zentrale Rolle zur sinnvollen Beschreibung des Prozesses. Physikalisch besteht das Modell des Abgasturboladers aus einem Verdichter, einer Turbine und der Turboladerwelle. Die Strömungsmaschinen werden in der Prozessrechnung in Form von Kennfeldern dargestellt. Die spezifischen Zusammenhänge werden standardmäßig an Heißgasprüfständen ermittelt /95/. Verdichter- und Turbinenkennfeldern werden als Serie von Daten in der Simulationsrechnung abgelegt. Die Parameter beider Strömungsmaschinen werden für jeden Zeitschritt berechnet und der Berechnung auferlegt.

Entsprechend der Laderdrehzahl werden aus dem anliegenden Turbinendruckverhältnis der Massenstrom, die Austrittstemperatur und der isentrope Wirkungsgrad durch Interpolation in den Kennfeldern für jeden Zeitschritt bestimmt und der Berechnung auferlegt. Die somit errechnete Turbinenleistung dient nun dem Antrieb des Strömungsverdichters, der entsprechend seines Wirkungsgrades Luft verdichtet.

Die an stationär betriebenen Prüfständen ermittelten Turbinenkennfelder decken, im Gegensatz zum Verdichterkennfeld, üblicherweise nur einen kleinen Teil des im Motorbetrieb gebrauchten Betriebsbereiches ab. Aufgrund der stationären Leistungsbilanz zwischen Turbine und Verdichter können Turbinenkennfelder ohne besondere Maßnahmen nicht vollständig vermessen werden. Während eines Druckstoßes beim Ausschleusen des Zylinderrestgases, werden Turboladerturbinen beim Einsatz in Pkw-Verbrennungsmotoren überwiegend außerhalb des stationär vermessenen Bereiches betrieben. Die Turbinenkennfelder werden aus diesem Grund in der Motorprozesssimulation in Bereiche niedriger und hoher Schnelllaufzahlen extrapoliert. Die Extrapolationsalgorithmen der Simulationssoftware, welche auf allgemeinen physikalischen Eigenschaften von Strömungsmaschinen beruhen /29/, sind häufig nicht befriedigend. Validierungen der Simulationsergebnisse mit Versuchsdaten zeigen oftmals unzureichende Ergebnisse der Berechnungen auf Basis extrapolierter Kennfelder.

Die Extrapolation der Durchsatz- und Wirkungsgradkennfelder der Turbine basieren üblicherweise auf normierten Wirkungsgraden und Laufzahlen. Zur Erweiterung der Turbinenkennfelder werden Schnelllaufzahl, Turbinenwirkungsgrad und Massendurchsatz für jede Drehzahllinie normiert. Die Normierung dient in erster Linie dazu, dass aus den Messdaten ein gemeinsamer, gleichmäßiger Verlauf von η_{norm} bzw. \dot{m}_{norm} über S_{norm} erstellt wird /29/.

Verläufe des normierten Wirkungsgrades und Durchsatzes über der normierten Laufzahl werden mittels entsprechender Polynome extrapoliert. Abb. 2-9 zeigt die aus Messdaten des Heißgasprüfstandes extrapolierten Turbinenkennfelder in der Motorprozesssimulation. Die Messdaten definieren einen sehr kleinen Bereich der Kennfelder. Annähernd der ge-

samte Bereich normierter Schnelllaufzahlen kleiner als 1 wird durch die software-interne Extrapolation bestimmt.

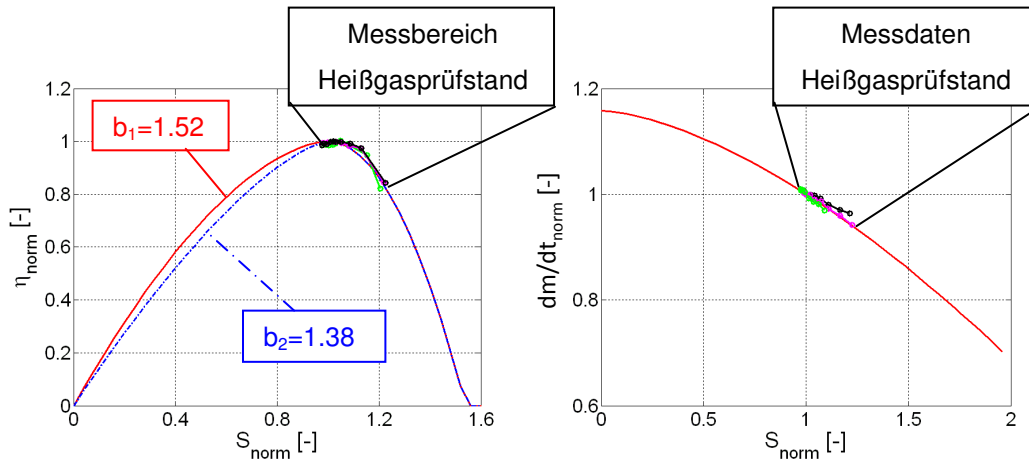


Abb. 2-9 Extrapolation des Wirkungsgrad- und Massendurchsatzkennfeldes der Turbine in der Motorprozesssimulation

Links zeigt Abb. 2-9 die Verläufe zweier Wirkungsgradkennfeldextrapolationen, wenn sich bei identischen Messdaten Einstellungen zur Kennfeldextrapolation geringfügig voneinander unterscheiden /29/.

Auf Basis von beiden, unterschiedlich extrapolierten Wirkungsgradkennfeldern sowie des erweiterten Massendurchsatzes werden zwei Motorprozessrechnungen durchgeführt. Der Versuchsmotor und der Lastpunkt der Berechnungen entsprechen den Zuständen in Abschnitt 2.2.2. Aufgrund der stark pulsierenden Strömung des 2-Zylinderversuchsmotors wird die Abgasturboladerturbine überwiegend im extrapolierten Bereich des Turbinenkennfeldes betrieben. Da bei niedrigen Schnelllaufzahlen der überwiegende Energieanteil der Abgasströmung übertragen wird, beeinflussen geringe Änderungen der Kennfeldextrapolation in diesem Bereich die Berechnung des Motorprozesses stark.

Abb. 2-10 zeigt die berechneten Verdichterleistungen über den Kurbelwinkel auf Basis der zwei unterschiedlich extrapolierten Turbinenwirkungsgradkennfelder. Trotz identischer Brennverläufe, Steuerzeiten, Drosselklappenwinkel etc. des Versuchsmotors, zeigen die berechneten Verdichterleistungen einen Unterschied von >5%. Durch die geringe Änderung der Extrapolationsparameter zur Beschreibung des Turbinenwirkungsgrades bei niedrigen Schnelllaufzahlen, erzeugt die Turbine bei unverändertem Massenstrom und $\Pi_{T,ts}$ mehr technische Arbeit während eines Ausschiebevorganges.

Durch die zunehmende Verdichterleistung steigt der Ladedruck, was zu einer besseren Zylinderfüllung und damit zu höheren Zylinderdrücken führt. Die Enthalpie des Abgasstromes nimmt zu, wodurch die verfügbare Abgasenthalpie an der Turbine steigt. Der Vorgang ist selbstverstärkend.

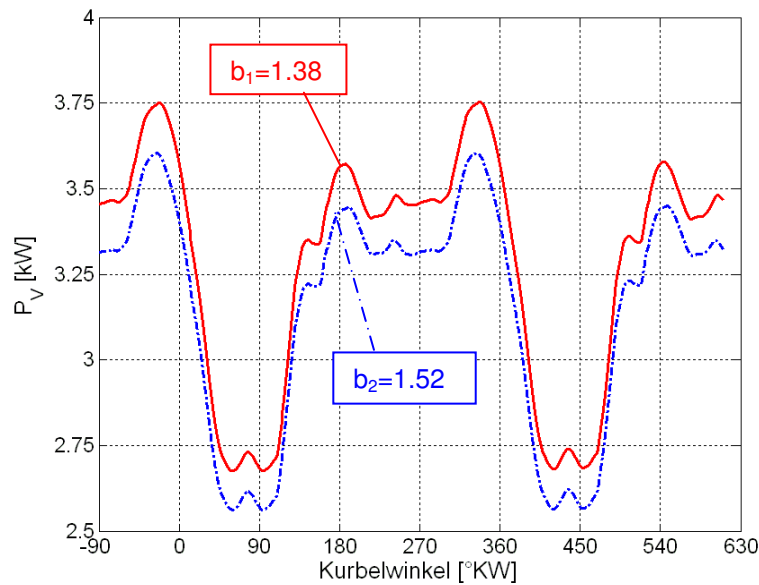


Abb. 2-10 Simulierte Verdichterleistung mit verschiedenen Turbinenkennfeldextrapolationen (Simulationsergebnisse)

Zur Steigerung der Effizienz aufgeladener Verbrennungsmotoren ist die optimale Anpassung der Aufladeaggregate an den Motor notwendig. Geringe Änderungen der Kennfeldextrapolation besonders bei niedrigen Schnelllaufzahlen nehmen großen Einfluss auf die Genauigkeit der Prozessrechnung. Daher sind versuchstechnische Untersuchungen der Turboladerturbinen in diesen Betriebsbereichen für zuverlässige Motorprozessrechnungen und optimale Auslegung aufgeladener Verbrennungsmotoren essentiell.

2.4 Literaturübersicht

Zur Abstimmung und Optimierung der Interaktionen zwischen Motor und Abgasturbolader stellt die Motorprozesssimulation in der Motorenentwicklung einen zentralen Bestandteil dar. Aufgrund der notwendigen Extrapolation der standardmäßig an stationär betriebenen Prüfständen ermittelten Turbinenkennfelder führen Simulationsrechnungen zu fragwürdigen Ergebnissen. Ferner beruhen Simulationsrechnungen auf quasi-stationären Annah-

men und auf vollständiger Befüllung der Spirale und der Turbinenstufe. Zur Entwicklung innovativer Turboladerturbinen werden darüber hinaus Informationen über Wirkungsgrad und Durchflussverhalten in den motorrelevanten Betriebsbereichen benötigt. Im Folgenden wird eine Auswahl wissenschaftlicher Ausarbeitungen zur numerischen und experimentellen Untersuchung des dynamischen Turbinenbetriebes bei pulsierender Strömung und deren messtechnische Erfassung vorgestellt.

2.4.1 Vergleich zwischen experimenteller und numerischer Untersuchung des dynamischen Abgasturboladerverhaltens

Wallace und **Blair** /108/ gehören 1965 zu den ersten, die sich mit der Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Abgasturboladern auseinandersetzten. Mit Hilfe eines Rotationsventils beaufschlagen sie die Radialturbine eines Abgasturboladers mit pulsierendem Kaltgas. Die Leistungsaufnahme erfolgt mittels Dynamometer mit einer maximalen Drehzahl von 10.000 1/min. Die sinusähnlichen Druckschwankungen werden von dem Impulserzeuger mit Hilfe von drei Rohren unterschiedlicher Längen, die vor der Turbine wieder zusammengeführt werden, zur Turbine geführt. Durch Anpassung der Rohrlängen und Überlagerung der Druckwellen werden motorrealistische Druckverläufe am Eintritt der Strömungsmaschine erzeugt. Schwankungen des Turbinenmassenstromes werden auf Basis der Durchflusskoeffizienten des anhaltend kritisch durchströmten Impulserzeugers abgeschätzt. Die messtechnisch ermittelten Turbinendurchsätze und -leistungen werden in Abhängigkeit der Frequenz untersucht und mit den Ergebnissen einer quasi-stationären Simulationsrechnung verglichen. Tendenziell höhere Werte thermodynamischer Größen in der Simulationsrechnung begründen die Forscher in der Vernachlässigung der Reibung sowie der quasi-stationären Berechnungsmethode, die auf der vollständigen Befüllung von Spirale und Schaufelkanälen beruht.

Konishi et al. /48/ untersucht Einflüsse verschiedener Impulsformen auf das dynamische Verhalten von Abgasturboladern und vergleicht die Versuchsergebnisse mit Resultaten quasi-stationärer Simulationsrechnungen. Mit Hilfe von Schlitzscheiben mit verschiedenen Aussparungen werden schwankende Kaltgasströmungen unterschiedlicher Impulsfrequenz, -amplitude und -form erzeugt. Der instationäre Massenstrom wird mit Hilfe eines Hitzdrahtanemometers ermittelt.

Die Simulationsrechnungen basieren auf stationär ermittelten Kennfeldern. Für niedrige Amplituden stimmen die berechneten Turbinendurchsätze und -leistung mit den gemessenen relativ gut überein. Form und Frequenz der pulsierenden Strömung beeinflussen das

Ergebnis wenig. Mit zunehmender Amplitude nehmen Abweichungen zwischen den Simulations- und Versuchsergebnissen zu. Unterschiede zwischen der gemessenen und quasi-stationär berechneten Turbinenleistung und dem -durchsatz werden in Abhängigkeit eines Formfaktors, welcher eine Funktion der Form und der Amplitude der pulsierenden Kaltgasströmung ist, bewertet.

Capobianco et al. /15/, /16/ beaufschlagt die Turboladerturbine mit pulsierendem Kaltgas und vergleicht das dynamische Turbinenverhalten mit äquivalenter stationärer Beaufschlagung. Die Pulsation wird mit Hilfe von rotierenden Kugelhähnen erzeugt. Die Amplitude und der Mittelwert der pulsierenden Strömung werden durch ein zusätzliches Bypass-Ventil kontrolliert. Die Leistungsaufnahme erfolgt durch einen Radialverdichter. Außer statischen Drücken werden turbinenseitige Messgrößen stationär ermittelt. Die arithmetisch gemittelten Turbinenmassenströme und -leistungen werden mit Ergebnissen einer quasi-stationären Simulation verglichen. Entsprechend des Betriebspunktes sind numerisch berechnete, thermodynamische Größen mehr oder minder niedriger als die gemessenen Parameter. Gleichwohl wird angenommen, dass die Turbine bei pulsierender Beaufschlagung entlang der stationären Betriebslinien arbeitet und ihr dynamisches Verhalten durch die quasi-stationäre Berechnungsmethode gut beschrieben wird.

Baines /4/, /5/ distanziert sich von den Aussagen von Wallace /108/, Konishi /48/ und Capobianco /15/, dass die quasi-stationäre Simulationsrechnung bei Impulsbeaufschlagung grundsätzlich höhere oder niedrigere Turbinenleistungen als in Wirklichkeit vorher sagt. Mit der Richardson-Zahl Rn (Gl. 1-1) kann die Betrachtungsweise der Strömung quantifiziert werden. Ist Rn kleiner als 1, verhält sich die Strömungsmaschine quasi-stationär. Im Motorbetrieb nimmt Rn üblicherweise Werte von etwa 0.1 an, wodurch sich die quasi-stationäre Annahme zur Beschreibung instationärer Effekte eignet. Dennoch reichen stationär ermittelte Kennfelder nicht aus, um das dynamische Verhalten des Turboladers in der Motorprozesssimulation exakt zu beschreiben. Zur Beschreibung des instationären Turbinenverhaltens werden Korrekturfaktoren oder erweiterte Kennfelder benötigt. Zur Berücksichtigung von Füll- und Entleereffekten am Turbolader, welche sich in einer Hystereseschleife des Wirkungsgrades über der Schnelldrehzahl äußern, wird die Turbinenstufe in Spirale und Läufer unterteilt. Erstere wird von der Dynamik der pulsierenden Strömung beeinflusst und kann im Gegensatz zum Läufer nicht quasi-stationär betrachtet werden. Zur Modellierung des dynamischen Turbinenverhaltens in der Motorprozesssimulation, wird ein finites Volumen vor der Turbine angebracht.

Nach **Watson** und **Janota** /109/ ist der Fehler zwischen Simulation und Messung des dynamischen Turbinenverhaltens im Pkw-Motorbetrieb aufgrund der quasi-stationären Betrachtungsweise kleiner als 5%.

Winterbone und **Chen** /117/, /18/ quantifizieren die Betrachtungsweise eines Strömungsvorganges in einer Abgasturboladerturbine mit Hilfe der Strouhal-Zahl. Nimmt das Verhältnis zwischen der Ausbreitungsgeschwindigkeit eines Strömungsteilchens und der Zeitskala der instationären Strömung Werte von kleiner als 1 an, können instationäre Effekte vernachlässigt werden. Mit Hilfe der quasi-stationären Betrachtungsweise können instationäre Effekte in der Abgasturboladerturbine ausreichend genau beschrieben werden. Aufgrund von Füll- und Entleereffekten ist die Spirale jedoch instationär und in der Simulationsrechnung somit als gesondertes Volumenelement zu betrachten.

Benson /7/ untersucht mit Hilfe eines kugelhahnähnlichen Impulserzeugers und kalter Luft mögliche Korrelationen zwischen pulsierender Strömung und Abweichungen zwischen gemessener und numerisch berechneter Turbinencharakteristik. Mit zunehmenden Druckamplituden nehmen Abweichungen zwischen Simulationsrechnungen und Messungen zu. Als Hauptursache für die Abweichungen zwischen Versuch und Simulation wird die Extrapolation der Turbinenkennfelder in der Simulationsrechnung genannt.

Dale und **Watson** /19/ bestätigen, dass stationär ermittelte Turbinenkennfelder nicht ausreichen, um das dynamische Verhalten von Turboladern in der quasi-stationären Motorprozessrechnung darzustellen. Zur Überprüfung der Aussage entwickeln die Forscher einen Prüfstand. Rotierende Schlitzscheiben erzeugen entsprechend ihrer Aussparungen eine pulsierende Kaltgasströmung. Zur Erhöhung der Leistungsabnahme der Turbine verwenden die Forscher am Impulsprüfstand ein Dynamometer sowie verschiedene Verdichterräder um den Turbinenbetriebsbereiches zu erweitern. Anstelle des üblichen parabolischen Verlaufs bildet der instationäre Turbinenwirkungsgrad über der Schnelllaufzahl eine Hysterese. Der instationär ermittelte Wirkungsgrad weicht von dem stationär gemessenen Wert deutlich ab.

Mit Hilfe zahlreicher Druckmessungen in der Turbinenspirale finden **Winterbone, Martinez-Botas** et al. /116/, /117/ heraus, dass sich die Strömung in der Turbinenspirale im Gegensatz zum Schaufelkanal nicht quasi-stationär verhält und instationär betrachten werden muss. Die Phase zwischen der Druckmessung und dem Drehmoment an der Welle ist im Gegensatz zu vorherigen Untersuchungen am Imperial College, welche die Phase in Abhängigkeit von der lokalen Schallgeschwindigkeit beschreiben, wesentlich größer. Grund dafür sind dynamische Effekte in den Rotorsystemen. In späteren Veröffentlichungen wer-

den Abhängigkeiten die Phase zwischen Einlassdruck und Turbinenleistung von der Geometrie der Spirale analysiert.

Martinez-Botas et al. /65/ bis /73/ zeigen mit Hilfe zahlreicher Untersuchungen an Mixed-Flow-Turbinen, dass die Phasenverschiebung zwischen Eintrittsgrößen und Wellenleistung aller Messgrößen auf der lokalen Strömungsgeschwindigkeit basiert. Dazu werden Radial-Axial-Turbinen mittels rotierender Schlitzscheiben mit pulsierendem Kaltgas beaufschlagt und instationäre Strömungseffekte untersucht.

Nach **Macek** et al. /61/, /62/ können Füll- und Entleereffekte sowie Änderungen der Strömungsparameter während einer Radumdrehung der Turboladerturbine im motorischen Betrieb nicht vernachlässigt werden. Zur Beschreibung dynamischer Effekte wird der Abgas-turbolader als vollständiges 1D-Modell inklusive Spirale und Schaufelkanäle in der Motorprozesssimulation mit einer Vielzahl einzelner Rohrsegmente modelliert.

Zur Angleichung von 1D-Berechnungsergebnissen an Resultate vom Versuchsmotor passt **Angström** et al. /92/, /111/, /114/ die Extrapolation der stationär ermittelten Wirkungsgrad- und Massendurchsatzkennfelder an. Besonders die Kennfeldextrapolation sowie Wärmeströme in der Spirale beeinflussen die Berechnung des dynamischen Turboladerverhaltens.

Lujan et al /59/, /53/ definiert einen Pulsationsparameter zur Beschreibung von Korrelationen zwischen stationär ermittelten und zyklusgemittelten Turbinenwirkungsgraden bei pulsierender Beaufschlagung. Mit Hilfe eines Prüfstandes zur Untersuchung von Turboladern unter motorrealistischen Bedingungen werden Zusammenhänge zwischen quasi-stationären Simulationsrechnungen und Messergebnissen erarbeitet. Aufgrund unzureichender instationärer Messgenauigkeit sind die Ergebnisse fragwürdig.

Zur Berücksichtigung des pulsierend zugeführten Abgasmassenstromes führt **Zinner** /124/ die Beiwerte α und β ein (vgl. 4.2). Sie führen die tatsächlichen Werte auf solche zurück, die bei äquivalenten konstanten Mittelwerten der Druck- und Temperaturschwankungen vorhanden wären. Der Beiwert α beschreibt das Verhältnis zwischen dem pulsierenden und stationären Turbinenmassenstrom, der Beiwert β bezieht die tatsächlich pulsierend zugeführte Energie auf die bei konstantem Gefälle. Der instationäre Turbineneintrittsdruck wird in Segmente unterteilt und der entsprechende Durchsatz und resultierende Turbinenleistung mit Hilfe der übrigen, arithmetisch gemittelten Messgrößen im Mittel berechnet. Die Herleitung der Beiwerte basiert auf allgemeinen thermodynamischen Zusammenhängen und Annahmen.

Pucher et al. untersuchen in /86/ Einflüsse pulsierender Abgasströmung auf das Turbinenverhalten. Mit Hilfe eines Zylinderkopfes wird an einer standardmäßigen Heißgasbrenn-

kammer eine pulsierende Gasströmung erzeugt. Die Auswertung der Versuchsergebnisse beruht auf zeitlich gemittelten Messgrößen. Zur Erzeugung gleicher mittlerer Turbinenleistungen bei unveränderter mittlerer Drehzahl wird ein höheres mittleres Turbinenexpansionsverhältnis benötigt, wenn die Turbine nicht stationär, sondern pulsierend beaufschlagt wird.

2.4.2 Erweiterte Turboladerturbinenkennfelder als Randbedingung in der Motorprozesssimulation

Mit Hilfe eines Kaltluft-Turbinenprüfstandes und einer Wirbelstrombremse untersuchen **Pischinger, Schorn** et al. /81/ den stationären Turbinenwirkungsgrad in Bereichen niedriger (Bremsversuch) und hoher (Durchbrennversuch) Schnelllaufzahlen. Zur Vereinigung der Brems- und Durchbrennversuche mit standardmäßigen Heißgasuntersuchungen wird ein Verfahren erarbeitet. Besonders bei niedrigen Schnelllaufzahlen ist die Lagerreibung eine große Unbekannte der Untersuchungen.

Die Leistungsaufnahme des Verdichters kann durch Erhöhung des Verdichtermassenstromes gesteigert werden. Mit Hilfe eines geschlossenen Verdichterkreises und einer Zwischenkühlung des Verdichtermassenstromes wird die Laderdrehzahl bei hohen Turbinendruckverhältnissen reduziert. Der Turbolader wird stationär bei niedrigen Turbinenschnelllaufzahlen untersucht. Das Verfahren setzt eine genaue Beschreibung der Reibleistung voraus, welche impliziert im Turbinenwirkungsgrad enthalten sind, da Axialkräfte aufgrund der hohen Turbinenexpansionsverhältnisse stark beeinflusst werden (Prof. **Zellbeck**, Lehrstuhl Verbrennungsmotoren der Technischen Universität Dresden).

Pucher, Nickel et al. /84/, /85/ begründen die Ungenauigkeit der Turbinenkennfeldextrapolation der Motorprozesssimulation in der Synthese von isentropem Turbinen- η_{is} und mechanischem Wirkungsgrad η_m . Mit Hilfe der gemessenen Turbinenaustrittstemperatur und einer Abschätzung von Wärmeströmen wird der isentrope Turbinenwirkungsgrad direkt bestimmt. Wegen der inhomogenen Turbinenaustrittsströmung sowie Einflüssen von Wärmeströmungen zwischen Turbinenaustritt und Messstelle kann der Turbinenwirkungsgrad nicht adäquat ermittelt werden.

Serrano J.R. et al. /100/ untersucht die Möglichkeit der Kennfelderweiterung mittels Variation der Turbineneintrittstemperatur. Bei ausreichend hohem Verdichtermassenstrom stellen geringe Änderungen der Turbineneintrittstemperatur eine sinnvolle Methode zur Erweiterung des Turbinenbereiches dar, sofern Parameter wie Massendurchsatz und Drehzahl reduziert werden.

2.4.3 Literaturzusammenfassung

Zahlreiche Forschungsvorhaben beschäftigen sich aufgrund des unumstrittenen Entwicklungstrends zu hochaufgeladenen, kleinvolumigen Hubkolbenmotoren bis in die Gegenwart mit der Untersuchung des dynamischen Abgasturboladerverhaltens unter pulsierender Abgasströmung. Bereits frühe Analysen offenbaren Einflüsse instationärer Strömung auf das Betriebsverhalten des Turboladers. Verschiedene Untersuchungen an Prüfständen mit Impulserzeugungseinrichtungen zeigen Unterschiede zwischen den instationären und stationären Betriebsverhalten der Turbolader, die in Abhängigkeit von der Form und der Amplitude der pulsierenden Strömung partiell quantifiziert werden. Gleichwohl liegen keine eindeutigen Zusammenhänge vor.

Darüber hinaus beeinträchtigen Füll- und Entleereffekte sowie Wärmestromeinflüsse die instationäre Bestimmung des Turbinenwirkungsgrades. Aufgrund messtechnischer Schwierigkeiten beschränken sich die Untersuchungen zu meist auf niedrige Turbineneintrittstemperaturen. Dies führt aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Strömungsmachzahl, Konvektion und Strahlung zu abweichenden Turbinenbetriebsbedingungen im Vergleich zum Motorbetrieb.

Bei pulsierender Turbinenbeaufschlagung sind Berechnungsergebnisse der quasi-stationären Motorprozesssimulation nicht grundsätzlich höher oder niedriger als äquivalente Versuchsergebnisse. Fehler aufgrund von Kennfeldextrapolationen überwiegen gegenüber Ungenauigkeiten der quasi-stationären Annahme deutlich /94/.

Wegen großer Einflüsse des thermodynamischen Betriebsverhaltens der Turboladerturbine in den extrapolierten Kennfeldbereichen auf den Motorbetrieb, sind numerische Untersuchungen von Interaktionen zwischen Aufladeaggregat und Motor schwierig, besonders bei niedrigen Motordrehzahlen. Zur Optimierung der Dynamik, der Fahrbarkeit und des Emissionsverhalten aufgeladener Motoren sind Kenntnisse über die Charakteristik der Strömungsmaschine in diesen Kennfeldbereichen essentiell.

Zur Erweiterung der Turbinenkennfelder existieren verschiedene Verfahren zur Erhöhung der Aufnahme der Turbinenleistung. Die stationäre Untersuchung der Turbine bei niedrigen Schnelllaufzahlen mittels geschlossenen Verdichterkreislaufts setzt geeignete Reibleistungsmodelle voraus. Weiterhin sind Einflüsse von Wärmeströmen auf die thermodynamischen Eigenschaften der Turboladerturbine zu berücksichtigen, die in der Literatur detailliert untersucht werden /101/. Darüber hinaus ist die Strömungsmachzahl zu beachten, um belastbare Ergebnisse für den Turboladerbetrieb an modernen Verbrennungsmotor zu erzielen.

3 Zielsetzung

Aufladung und Hubraumreduzierung moderner Verbrennungsmotoren sind Schlüsseltechnologien zur Verringerung von Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen bei gleichzeitig hoher Fahrdynamik moderner Pkws. Die Radialturbinen von Abgasturboladern moderner Ottomotoren operieren unter instationären Betriebsbedingungen. Pulsierende Abgasströmung betreibt die Turboladerturbine mit variierenden Eintrittszuständen, was zu dominierenden Betriebsbedingungen bei niedrigen Schnelllaufzahlen führt.

Infolge der stationären Leistungsbilanz zwischen Verdichter und Turbine an standardmäßig stationär betriebenen Turboladerprüfständen /95/ können solche Betriebszustände nicht vermessen werden. Untersuchungen des Turbinenwirkungsgrades und Durchsatzverhaltens in diesen Betriebsbereichen sind für die Analysen von Wechselwirkungen zwischen Aufladeaggregat und Verbrennungsmotor sowie für die Entwicklung innovativer Turboladerturbinen essentiell. Zur Optimierung der Dynamik, des Leistungs- und des Emissionsverhaltens turboaufgeladener Verbrennungsmotoren, besonders bei niedrigen Motordrehzahlen, sind Kenntnisse über das thermodynamische Verhalten des Aufladeaggregates unter motorrealistischen Betriebsbedingungen unbedingt notwendig.

Dazu soll im Rahmen dieser Arbeit eine geeignete Systematik entwickelt werden, mit der das dynamische Turboladerverhalten in den für den Motorbetrieb außerordentlich bedeutsamen Betriebsbereichen verlässlich und unter realistischen Randbedingungen untersucht werden kann. Ziel der vorliegenden Untersuchungen ist die Entwicklung eines Verfahrens zur Ermittlung erweiterter Wirkungsgrad- und Massendurchsatzkennfelder von Turboladerturbinen an einem standardmäßigen Heißgasprüfstand. Zur belastbaren Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse sollen Betriebsbedingungen der Radialturbinen denen an modernen, aufgeladenen Pkw-Verbrennungsmotoren angepasst werden. Dazu sind Machzahlen der Turbinenströmung, mechanische Verluste, Wärmeströme und alle weiteren wesentlichen Faktoren bei den Analysen des Turbinenbetriebs entsprechend anzugleichen. Der Abgasturbolader soll ohne wesentliche Modifikationen und Beeinträchtigung der physikalischen Randbedingungen unter motorrealistischen Betriebszuständen betrieben und untersucht werden. Die erweiterten Turbinenkennfelder sollen stabile Interpolationen zwischen Betriebspunkten in motorrelevanten Betriebsbereichen ermöglichen und eine Synthese bzw. Ergänzung mit bestehenden Methoden bilden.

Der sichere Betrieb von Prüfstand und Turbolader ist jederzeit zu gewährleisten. Die Turbine soll zuverlässig in definierten Zuständen betrieben und messtechnisch erfasst werden.

Zur Untersuchung des Turboladerverhaltens in motorrelevanten Betriebsbereichen soll entsprechende Messsensorik entwickelt und weiterentwickelt werden, um die Turbinencharakteristik zu erforschen. Die Analyse erfordert eine exakte Erfassung aller notwendigen Messgrößen zur thermodynamischen Beschreibung der Strömungsvorgänge an beiden Strömungsmaschinen des Aufladeaggregates.

Parallel zu den experimentellen Untersuchungen soll ein eindimensionales Rechenmodell entwickelt werden, das zur Plausibilisierung und Validierung der Messgrößen am erweiterten Heißgasprüfstand und zur Untersuchung der Turbinenkennfeldextrapolation sowie der numerischen Beschreibung des dynamischen Turboladerverhaltens dient.

Neben neuen Konzepten sind bestehende Ideen unter den spezifischen Randbedingungen des dynamischen Turboladerverhaltens im Motorbetrieb konsequent weiterzuentwickeln und an die vorgestellten Untersuchungen anzupassen.

Einflüsse von Wirkungsgrad- und Massendurchsatzkennfeldern auf die Qualität von Motorprozessrechnungen sollen untersucht werden. Dazu sind Simulationsergebnisse auf Basis erweiterter sowie stationär ermittelter Turbinenkennfelder mit Versuchsergebnissen von dem entwickelten Prüfstand zu vergleichen.

Darüber hinaus sollen Grundsatzuntersuchungen zum dynamischen Turboladerverhalten im Motorbetrieb durchgeführt werden, um motorrealistische Turbinenströmungen zu spezifizieren. Außerdem ist die quasi-stationäre Annahme in der Motorprozesssimulation für die numerische Beschreibung instationärer Zustandsänderungen in der Turboladerturbine zu diskutieren. Die Qualität der Extrapolation des Wirkungsgradkennfeldes wird von der Berücksichtigung mechanischer Verluste im Turbinenwirkungsgrad beeinträchtigt. Daher soll die direkte Ermittlung des isentropen Turbinenwirkungsgrades mit Hilfe der Temperaturmessung am Turbinenausstritt analysiert werden. Schließlich sind Einflüsse betriebspunktabhängiger Wärmeströme auf die Bestimmung des Verdichterwirkungsgrades zu untersuchen, um Beeinträchtigungen auf die Kennfeldermittlung der Turboladerturbine zu quantifizieren.

4 Untersuchung des dynamischen Abgasturboladerverhaltens am erweiterten Heißgasprüfstand

Im Motorbetrieb wird die Abgasturboladerturbine überwiegend bei Schnelldurchläufen von bis zu 0.4 und kleiner betrieben, besonders bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten (Abschnitt 7.1). Diese Betriebszustände können ohne besondere Maßnahmen an standardmäßig stationär betriebenen Turboladerprüfständen nicht untersucht werden.

Zur Beschreibung und Untersuchung thermodynamischer Eigenschaften von Turboladerturbinen in motorrelevanten Betriebsbereichen wird eine neue Prüfmethode und entsprechende Hardware entwickelt.

Zur zuverlässigen Übertragung der Ergebnisse sollen die physikalischen Randbedingungen des Abgasturboladers während der Untersuchungen den in Kapitel 2 diskutierten Betriebszuständen entsprechen.

4.1 Entwicklung eines Prüfstandes zur Untersuchung des dynamischen Turboladerverhaltens

Basierend auf einer Erhöhung der Aufnahme der Turbinenleistung wird ein Konzept entwickelt, mit dem die Strömungsmaschine in motorrelevanten Betriebsbereichen betrieben und untersucht werden kann. Die neue Methode beinhaltet die Entwicklung eines erweiterten Heißgasprüfstandes, der den folgenden Kriterien genügt:

Betriebssicherheit

- Gewährleistung des sicheren Betriebes der Brennkammer
- Verhinderung eines Erlöschens der Brennerflamme
- Dichtigkeit des Gesamtsystems

Betriebszustände

- Erzeugung definierter Betriebszustände der Abgasturboladerturbine in motorrelevanten Betriebsbereichen
- Belastbare Messung und Ermittlung aller relevanten Größen zur thermodynamischen Beschreibung des Turbinenbetriebsverhaltens

Variabilität

- Variation von Turbinenbetriebszuständen
- Untersuchung verschiedener Turboladergrößen

Thermische Belastbarkeit

- Motorrealistisches Temperaturniveau

Kosten

Im Folgenden werden verschiedene Grundkonzepte und Ausführungsbeispiele zur Erfüllung der Kriterien gegenübergestellt. Weiterhin werden eine entsprechende Konzeption und ihre Umsetzung in Bezug auf die spezifischen Anforderungen diskutiert.

4.1.1 Konzeptstudie

Zur Untersuchung der Turbinencharakteristik in motorrelevanten Betriebsbereichen, insbesondere bei niedrigen Laufzahlen S , ist die Turbine bei hohen Expansionsverhältnissen und gleichzeitig niedrigen Laderdrehzahlen zu betreiben. Um eine Beschleunigung des Laufzeuges bei entsprechend hoher, verfügbarer Turbinenleistung zu verhindern, muss die Aufnahme der Turbinenleistung signifikant erhöht werden. Aus dem stationären Leistungsgleichgewicht (Gl. 2-16) ergibt sich somit eine Erhöhung der Verdichterleistungsaufnahme /81/. Aufgrund der Schwierigkeit der Ermittlung des isentropen Turbinenwirkungsgrades $\eta_{T, is}$ (vgl. 7.3), werden die thermodynamischen Eigenschaften der Turbine durch das Produkt aus isentropem Turbinen- η_{is} und mechanischem Wirkungsgrad η_m beschrieben (Gl. 2-10). Diese gewöhnliche Beschreibung des Turbinenwirkungsgrades beinhaltet die Koppelung der mechanischen Verluste an die Beschreibung der Turbinencharakteristik. Die stationäre Untersuchung der Turboladerturbine bei hohen Turbinenexpansionsverhältnissen und gesteigerter Leistungsaufnahme des Verdichters beeinträchtigt die Axialschübe und damit die mechanischen Verluste der Strömungsmaschine. Verlässliche Beschreibungen von η_T erfordern eine exakte Darstellung der Reibleistung des Abgasturboladers. Üblicherweise wird das Reibmoment herkömmlicher Gleitlager mittels drehzahlabhängiger Reibleistungspolynome beschrieben. Änderungen der mechanischen Verluste entlang Linien konstanter Drehzahl sind wenig erforscht. In /97/ werden die Wirkungen weiterer Einflussparameter auf die mechanischen Verluste des Abgasturboladers untersucht. Die Parameter Axialkräfte, Öltemperatur sowie Ölzufuhrdruck, -temperatur und Lagerspiel haben

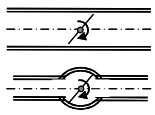
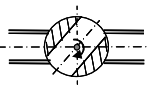
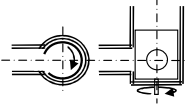
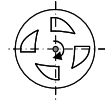
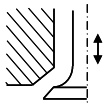
großen Einfluss auf turboladerspezifische Wirkzusammenhänge. Ihre Einflüsse auf das Reibmoment von Pkw – Abgasturboladern werden diskutiert und mit üblichen Reibleistungspolynomen verglichen. Aufgrund der hohen Laderdrehzahl wirken sich geringe Ungenauigkeiten der Reibmomentbestimmung auf die Reibleistung und damit auf den mechanischen Wirkungsgrad aus (Gl. 2-13). Eine belastbare Beschreibung thermodynamischer Eigenschaften der Turbine in motorrelevanten Betriebsbereichen erfordert ein geeignetes Modell zur Charakterisierung der komplexen Reibleistung in Abhängigkeit von Drehzahl, Axialkräfte, der spezifischen Ölparameter sowie Lagerspiel und vieler weiterer Parameter.

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Versuchsmethode entwickelt, wodurch der Abgasturbolader unter motorrealistischen Betriebsbedingungen in den relevanten Betriebsbereichen untersucht werden kann. Die Randbedingungen der entwickelten Turbinenuntersuchung entsprechen weitestgehend den Zuständen an modernen Pkw-Motoren, sodass Messergebnisse auf reale Verhältnisse zuverlässig übertragbar sind. Die Methode basiert ähnlich den Betriebsbedingungen an einem Hubkolbenverbrennungsmotor auf der stationären Leistungsbilanz Gl. 2-17. Im Gegensatz zu stationären Untersuchungen nutzt die entwickelte Systematik zusätzliche Beschleunigungsleistung (Gl. 2-18) des Laufzeuges, um die Aufnahme der Turbinenleistung zu erhöhen. Durch die Beaufschlagung der Abgasturboladerturbine mit einer pulsierenden Heißgasströmung wird die Strömungsmaschine kontinuierlich beschleunigt und wieder verzögert, sodass eine mittlere Laderdrehzahl untersucht werden kann.

Zur Einstellung motorrealistischer Turbinenbetriebspunkte und zur messtechnischen Erfassung der Zustände werden verschiedene Konzepte vorgestellt und zur Bewertung gegenübergestellt. Zur Prüfung der Konzeptionen in Bezug auf Einhaltung der zuvor genannten Kriterien wird eine Bewertungsmatrix erstellt (Abb.4-1).

Zur Findung eines geeigneten Konzeptes zur Impulserzeugung werden fünf verschiedene Möglichkeiten der Ausführungen diskutiert. Die Konzepte basieren auf einer kontinuierlichen Änderung des Strömungsquerschnittes, wodurch einer stationären Heißgasströmung eine Pulsation auferlegt wird. Als sehr einfache Methode zur Erzeugung eines pulsierenden Heißgasmassenstromes dient eine rotierende Abgasklappe. Durch kontinuierliche Rotation der Klappen sind große Druckamplituden mit ausreichenden Gradienten schwer zu realisieren. Zur Erhöhung des Aufstauverhaltens gegenüber standardmäßigen Ausführungen in Abgassträngen (z.B. Lkw-Abgasklappen), kann der Durchmesser der Klappe größer als der Rohrdurchmesser ausgeführt werden (vgl. Abb.4-1, Spalte 2 oben). Variable Er-

zeugung von definierten Druckimpulsen ist mit dieser einfachen und kostengünstigen Ausführung nur bedingt möglich.

	 Rotierende Abgasklappe	 Kugelhahn	 Konzentrisch rotierender Zylinder	 Schlitzscheibe	 Hubventil
Betriebssicherheit Gewichtung: 2	3	2	2	1	3
Betriebszustände Gewichtung: 1.5	0	1	2	3	2
Variabilität Gewichtung: 1	0	1	2	3	2
Thermische Beständigkeit Gewichtung: 1.5	3	2	1	1	3
Kosten Gewichtung: 1	3	0	1	1	2
Summe	13.5	9.5	11.5	12	17.5

**Abb.4-1 Bewertungsmatrix – Konzeptfindung zur instationären Untersuchung des
Abgasturboladerverhaltens**
Bewertung: 0 (schlecht) bis 3 (gut)

Die Durchgangsbohrung eines rotierenden Kugelhahnes, welcher in der dritten Spalte von Abb.4-1 dargestellt ist, kann variabel gestaltet werden, um die Impulsform der pulsierenden Strömung zu beeinflussen. Die Abdichtung der Ausführung gestaltet sich schwierig.

In der vierten Spalte wird ein konzentrisch rotierender Hohlzylinder abgebildet. Durch Änderung der Bohrung des drehenden Zylinders kann der Druckverlauf der pulsierenden Abgasströmung beeinflusst werden. Die Abdichtung des rotierenden Zylinders bei hohen Abgastemperaturen ist kompliziert.

Verglichen mit dem konzentrischen Zylinder können die Aussparungen einer Schlitzscheibe, wie sie in der fünften Spalte gezeigt wird, exakter geformt werden, sodass gewünschte Formen des pulsierenden Heißgasmassenstromes erzeugt werden können. Forscher des Imperial College in London wenden eine vergleichbare Methode zur Erzeugung pulsieren-

der Strömungen an /4/. Schwierigkeiten bei der Abdichtung dieser Ausführung zwingen die Untersuchung bei deutlich niedrigeren Gastemperaturen als im realen Motorbetrieb durchzuführen.

Die Bewertungsmatrix in Abb.4-1 zeigt klare Vorteile des Hubventils (Spalte sechs) gegenüber den anderen Konzepten. Als standardmäßig ausgeführter Zylinderkopf werden Ventile von einer Nockenwelle angetrieben. Aufgrund integrierter Kühlkanäle zeichnet sich das bewährte Konzept durch hohe thermische Belastbarkeit, Betriebssicherheit sowie geringe Kosten aus. In Kombination mit geeigneten Dämpfungsvolumen und Drosselstellen stromaufwärts der Hubventile, können darüber hinaus Betriebszustände mit ausreichender Variabilität definiert eingestellt werden (vgl. 4.1.2). Alternativ können die Konturen der Nockenwelle angepasst werden.

Neben der Erzeugung definierter Pulsation der Heißgasströmung, ist besonders der sichere Betrieb der Heißgasbrennkammer zu gewährleisten. Im folgenden Abschnitt werden konstruktive, gasdynamische und thermische Merkmale des entwickelten Prüfstandes zur betriebssicheren Untersuchung thermodynamischer Eigenschaften der Turboladerturbine in motorrelevanten Betriebsbereichen diskutiert.

4.1.2 Aufbau und Konstruktion eines Impulsprüfstandes

Der erweiterte Prüfstand besteht im Wesentlichen aus einer standardmäßigen Heißgasbrennkammer und dem zu untersuchenden Abgasturbolader. Zur Impulsbeaufschlagung des von der Brennkammer erzeugten stationären Heißgasmassenstromes wird zwischen beiden Komponenten ein Impulserzeuger installiert. Die kontinuierliche Änderung des Strömungsquerschnittes, durch Öffnen und Schließen der Hubventile des Impulserzeugers, werden Reflektionswellen in Richtung Brennkammer erzeugt.

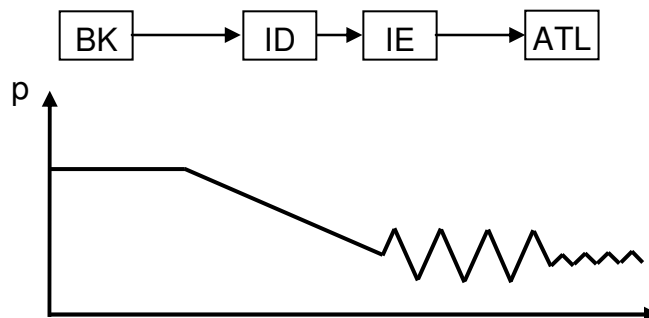


Abb.4-2 Prinzipieller Aufbau und Druckverlauf über den Impulsprüfstand

Ohne entsprechende Maßnahmen beeinträchtigen die reflektierten Druckwellen den sicheren Betrieb der Heißgasbrennkammer. Zur Sicherstellung des Prüfstandbetriebes wird zwischen dem Impulserzeuger (IE) und der Brennkammer (BK) ein Impulsdämpfer (ID) mit entsprechendem Druckverlust integriert. Abb.4-2 stellt den prinzipiellen Aufbau des entwickelten Prüfstandes mit den wichtigsten Komponenten dar. Weiterhin zeigt die Darstellung schematisch den Druckverlauf über die Elemente, insbesondere den Druckverlust über den Impulsdämpfer. Neben der Absicherung des Prüfstandsbetriebes dient der Impulsdämpfer (ID) der Beeinflussung des instationären Druckverlaufs am Turbineneintritt. Impulsdämpfer und Impulserzeuger bilden mit den entsprechenden Anbauten ein autarkes System, welches modular zwischen der Brennkammer und dem zu untersuchenden Abgasturbolader installiert werden kann.

Impulserzeuger

Der Impulserzeuger wird als Zylinderkopf eines 2.4Liter Vierzylinder Ottomotors mit acht Auslassventilen ausgeführt. Aus thermischen Gründen werden lediglich die Auslassventile zur kontinuierlichen Änderung des Strömungsquerschnittes verwendet. Der Sitzdurchmesser der Auslassventile entspricht $D_{val}=29\text{mm}$. Die Forderung nach ausreichend hohen Gas-temperaturen erfordert eine entsprechende Kühlung aller Komponenten. Hohe thermische Belastungen des Zylinderkopfes setzen einen ausreichend dimensionierten Kühlkreislauf voraus. Die Einlassventile des Zylinderkopfes verweilen während des Betriebes in den Ventilsitzen und werden somit von dem Kühlkreislauf des Zylinderkopfes gekühlt. Die Auslassventile, welche auf hohe Temperaturen ausgelegt sind, zwingen der Heißgasströmung entsprechend ihrer Hubbewegung eine Pulsation auf. Der Ventilhub wird durch die Nocken einer Nockenwelle, deren Formen gegebenenfalls angepasst werden können, erzeugt und entspricht während der Untersuchungen maximal $h_{Hub}=8.2\text{mm}$. Ein Asynchron Servomotor (siehe Abschnitt 7.7) mit vollvariabler Regelung der Drehzahl n_{NW} treibt die Auslassnockenwelle an und ermöglicht somit eine exakte Anpassung der Impulsfrequenz der pulsierenden Heißgasströmung. Das Drehmoment des Elektromotors ist auf ein gleichmäßiges Öffnen der Auslassventile gegen die Ventildfederkräfte, Reibung und Gaskräfte bei niedriger Nockenwellendrehzahl ($n_{NW-min} = 150\text{min}^{-1}$) ausgelegt. Reibung und Verschleiß des Ventiltriebes werden durch eine entsprechend dimensionierte externe Ölversorgung reduziert. Um das Aufstauverhalten vor den Auslassventilen und somit die Amplituden der instationären thermodynamischen Größen zu erhöhen, werden die Auslassventile der Zylinder 1 und 4 deaktiviert. Die aktiven Ventile besitzen keine Ventilüberschneidung, wodurch der Strömungsquerschnitt kurzzeitig geschlossen ist und das Druckniveau vor dem Impulserzeuger

ansteigt. Das Volumen des Abgassystems zwischen dem Impulserzeuger und der Turboladerturbine ist möglichst kompakt, sodass die kinetische Energie der Auslassdruckstöße in Form von Druckwellen ohne signifikanten Entropieanstieg zu der Strömungsmaschine transportiert wird. Amplituden von mehr als 100% des mittleren Druckniveaus der pulsierenden Heißgasströmung sind möglich.

Impulsdämpfer

Der Impulsdämpfer hat die Aufgabe den Brennkammerbetrieb und das beständige Brennen der Brennerflamme sicherzustellen. Darüber hinaus wird die Form der pulsierenden Heißgasströmung durch das Volumen und die akustische Auslegung des Dämpfers beeinflusst. Gleichzeitig wird der spezifische Betriebsbereich der Heißgasbrennkammer wenig beeinträchtigt, sodass entgegen des zusätzlichen Druck- und Temperaturverlustes motorrealistische Strömungsbedingungen am Eintritt der Turboladerturbine eingestellt werden können.

Um evtl. Rückschläge der Brennerflamme (Flashback /54/) sowie ein Erlöschen der Flamme zu verhindern, ist ein gleichmäßiges Druckniveau am Austritt der Brennkammer zu gewährleisten. Durch das kontinuierliche Öffnen und Schließen des Strömungsquerschnittes durch die Hubventile des Impulserzeugers schwankt der dortige Reflexionsgrad etwa zwischen Null und Eins. Der Heißgasmassenstrom der Brennkammer wird in Form pulsierender Druckwellen entsprechend der Nockenwellendrehzahl reflektiert. Diese Reflexionswellen müssen zur Gewährleistung des sicheren Brennkammerbetriebes ausreichend gedämpft werden. Durch geeignete Drosselstellen, Querschnittssprünge, Verzweigungen und Kammervolumen wird der Transmissionsgrad τ_{puls} der Dämpfungseinrichtung zwischen Impulserzeuger und Heißgasbrennkammer bei gleichzeitig geringem Druckverlust optimiert. Der Transmissionsgrad τ_{puls} ist als der Quotient zwischen der Wellenintensität vor und hinter dem Hindernis definiert:

$$\text{Gl. 4-1} \quad \tau_{\text{puls}} = \frac{\text{Wellenintensität}_{\text{aus}}}{\text{Wellenintensität}_{\text{ein}}}$$

Der Transmissionsgrad ist ein Maß für die „durchgelassene“ /76/ Intensität und nimmt Werte zwischen 0 und 1 an. Ziel der Dämpfung ist die Abschwächung der Pulsation durch eine technische Einrichtung. Die Dämpfung sollte ohne signifikanten Druckverlust einen möglichst niedrigen Transmissionsgrad τ_{puls} aufweisen. Eine analytische Abschätzung des Dämpfervolumens erfolgt auf Grundlage der Schalldämpferauslegung. Das Prinzip beruht

auf Querschnittserweiterungen von Rohrleitungen in Längsrichtung, an denen der Schall reflektiert wird /46/. Gegenüber einfachen Querschnittssprüngen und Verzweigungen lassen sich durch Kombination verschiedener Reflektoren zu mehreren Kammern der Länge l_i größere dämpfende Wirkungen erzielen. Abb.4-3 zeigt den schematischen Aufbau des Impulsdämpfers. Die Dämmwirkung der Kammern ist frequenz- und temperaturabhängig. Die Kammervolumen werden für Periodenzahlen zwischen 10 und 50Hz bei Temperaturen von 873K angepasst /76/.

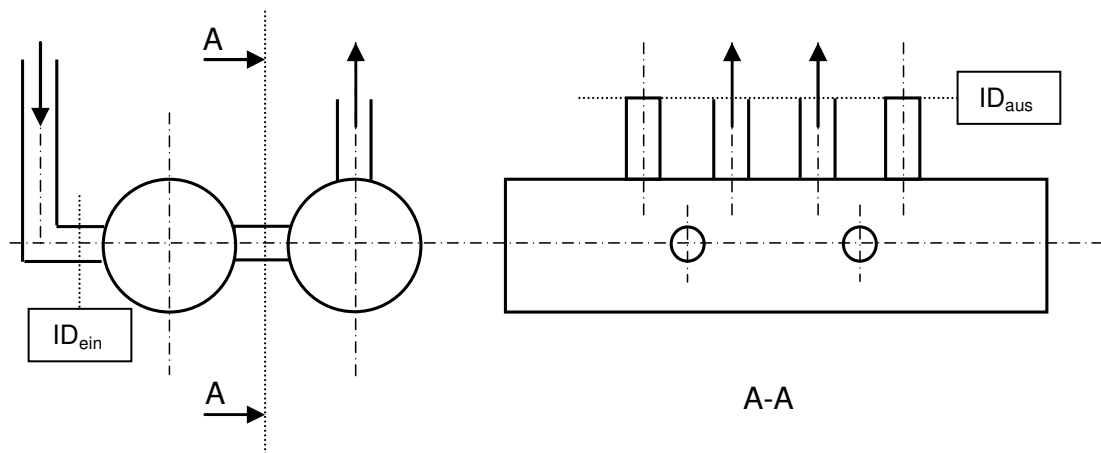


Abb.4-3 Schematische Darstellung des Impulsdämpfers (ID)

Zur Erhöhung der akustischen Impedanz, dem Quotienten aus Schalldruck p und Schallschnelle a , werden an Ein- und Austritt des Impulsdämpfers (ID_{ein} und ID_{aus}) entsprechend dimensionierte Drosselblenden installiert. Die Maßnahmen erhöhen den Widerstand des Systems entgegen der Schallausbreitung.

Durch Anpassung des Transmissionsgrades des Impulsdämpfers wird der Brennkammerbetrieb sichergestellt und ein annähernd konstantes Druckniveau in der Brennkammer erreicht.

Neben seiner Dämpfungseigenschaften wird das Volumen des Impulsdämpfers im Hinblick auf seine Füll- und Entleercharakteristik betrachtet. Zur Beeinflussung der Form, der Amplitude und der Gradienten der pulsierenden Heißgasströmung werden die Volumen und die Drosselblenden an Ein- und Austritt des Impulsdämpfers angepasst. Das Aufstauverhalten des Systems wird durch Deaktivierung der Auslassventile der Zylinder 1 und 4 erhöht. Aufgrund der fehlenden Ventilüberschneidung der aktiven Auslassventile 2 und 3 (gekennzeichnet durch die Pfeile in Strömungsrichtung in Abb.4-3), wird der Strömungsquerschnitt kurzzeitig verschlossen. Während dieser Phase befüllt sich das Volumen entsprechend

des Druckgefälles $\frac{p_{BK}}{p_{ID}}$ zwischen Brennkammer und Dämpfungsvolumen. Darüber hinaus wird die Befüllung des Impulsdämpfers bei gegebenem Turbinenbetriebspunkt durch das Öffnungsverhältnis $\ddot{O}V$ der Drosselblenden stromaufwärts des Impulsdämpfers ID_{ein} beeinflusst. $\ddot{O}V$ beschreibt nach Gl. 4-2 das Verhältnis zwischen Drossel- und Strömungsquerschnitt.

$$\text{Gl. 4-2} \quad \ddot{O}V = \frac{\text{Drosselquerschnitt}}{\text{Strömungsquerschnitt}} = \frac{A_{Drossel}}{A_{Ström}} = \frac{(D_{Drossel})^2}{(D_{Ström})^2}$$

Ferner werden die Druckgradienten im Impulsdämpfer durch sein Kammervolumen bestimmt. Öffnen die Auslassventile, strömt das Heißgas durch die Drosselblende stromabwärts des Dämpfers ID_{aus} zur Abgasturboladerturbine. Entsprechend der Auslegung des Dämpfungsvolumens sowie der Drosselblenden DB_{ID-aus} werden das ID-Ausströmverhalten und somit der Druckverlauf vor der Turboladerturbine beeinflusst.

Das für die Untersuchung notwendige Druckprofil (vgl. 4.3) wird durch geeignete Kombination von Drosselblenden und Dämpfungsvolumen an die entsprechenden Betriebsbedingungen der Turboladerturbine angepasst. Als geeigneter Kompromiss zwischen Dämpfung von Reflexionswellen, möglicher Beeinflussung des Druckverlaufes und Kosten, werden Standardrohre mit einem Durchmesser Verhältnis zwischen strömungsführenden Leitungen und den Dämpfungsvolumen von ca. 2 eingesetzt. Jeder der beiden Dämpfer hat ein Volumen von ca. 20 Liter, wodurch in Verbindung mit den Drosselblenden stromab- und stromaufwärts der Volumen eine optimale Beeinflussung der pulsierenden Heißgasströmung am Turbineneintritt erreicht wird.

Schließlich wird das Dämpfungsvolumen unter thermischen Gesichtspunkten optimiert. Zur Untersuchung des Turboladerverhaltens unter motorrealistischen Betriebsbedingungen muss die Turbineneintrittstemperatur angepasst werden.

Wärmeverluste über die Oberfläche der Volumen und damit verbundene Temperaturverluste der Strömung von der Brennkammer bis zum Abgasturbolader, werden mit Hilfe einer Isolierung der heißgasführenden Rohrleitungen und Volumen reduziert. Abb. 4-4 zeigt alle wesentlichen Komponenten des erweiterten Heißgasprüfstandes zur instationären Untersuchung der Turbinencharakteristik.

Die thermische und akustische Auslegung des Impulsprüfstandes erfolgt zusätzlich mit Hilfe eines entsprechenden 1D-Simulationsmodells (vgl. 4.1.5).

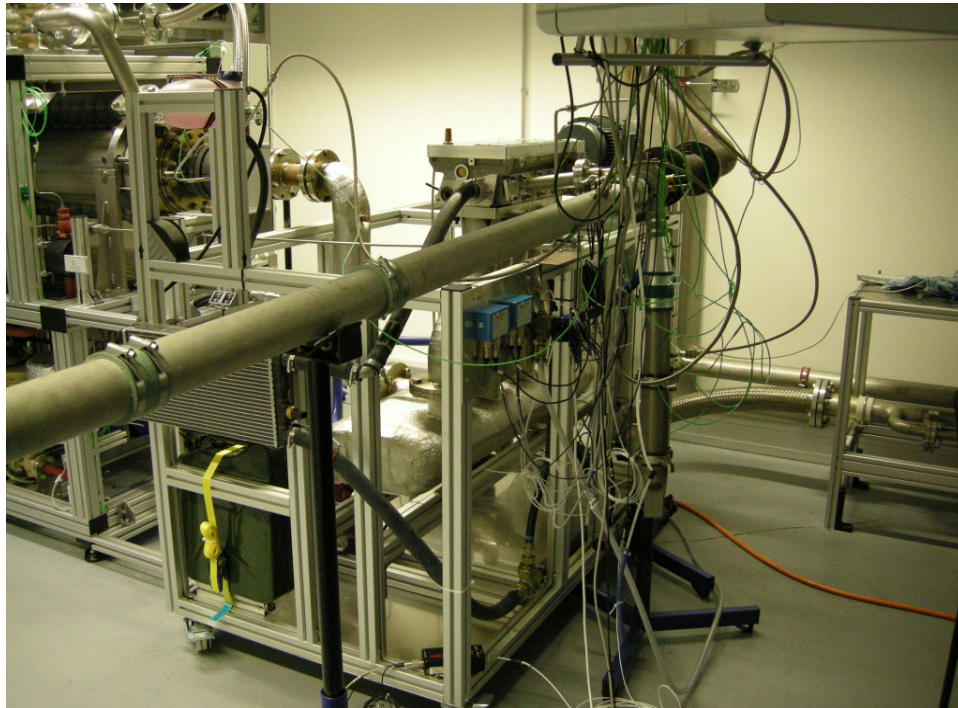


Abb. 4-4 Erweiterter Heißgasprüfstand zur instationären Turbinenuntersuchung

4.1.3 Messtechnik und Plausibilisierung

Zur Beschreibung des dynamischen Turboladerverhaltens werden die in Abb. 4-5 dargestellten stationären und instationären Messgrößen benötigt. Aus messtechnischen und physikalischen Gründen können die Messparameter in der Strömung nicht immer eindeutig als totale oder statische Größen bewertet werden. In der Regel werden statische Drücke und annähernd totale Temperaturen gemessen. Zur Bewertung der aerodynamischen Eigenschaften der Strömungsmaschinen sind sowohl statische, als auch totale Größen aller relevanten Parameter notwendig. Die instationäre Untersuchung der Turboladerturbine erfordert zusätzlich die zeitlichen Schwankungen der notwendigen Messgrößen. Außerdem sind die zeitlich schwankenden Messgrößen relativ zueinander und in Bezug auf den instationären Betrieb der Strömungsmaschinen zu bewerten.

Wie bereits diskutiert, ist eine direkte Ermittlung der tatsächlichen Turbinenleistung nur mit erheblichem Aufwand möglich (Abschnitt 7.3). Unter instationären Betriebsbedingungen wird die Methode erheblich komplexer, sodass die instationäre Turbinenleistung gleich der Summe aus Verdichter- und Beschleunigungsleistung definiert wird.

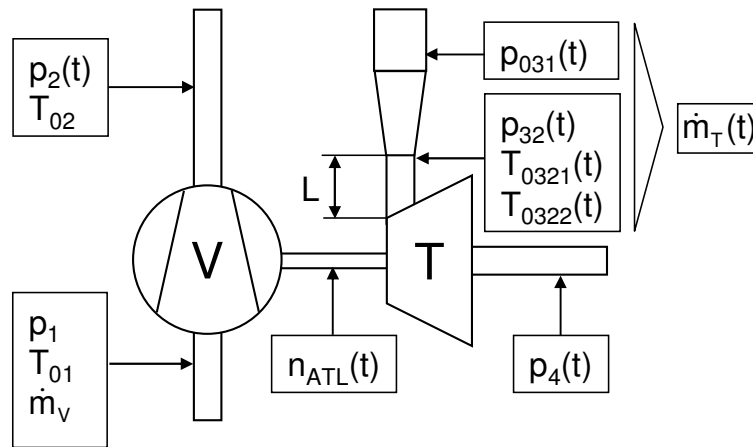


Abb. 4-5 Schematischer Messaufbau und Messstellen zur Untersuchung des dynamischen Turboladerverhaltens

Da die Turbine nicht adiabat angenommen werden kann, werden die mechanischen Verluste implizit im Turbinenwirkungsgrad berücksichtigt. Die instationäre Leistungsbilanz wird folgendermaßen definiert (Gl. 4-3):

$$\text{Gl. 4-3} \quad P_T'(t) = P_V(t) + P_{\text{Beschl}}(t)$$

Im Folgenden werden die notwendigen Messparameter bezüglich ihrer Ermittlung und ihrer Funktionen zur instationären Untersuchung der aerodynamischen Charakteristiken von Turbine und Verdichter diskutiert. Darüber hinaus wird die instationäre Beschleunigung des Laufzeuges erörtert.

4.1.3.1 Ermittlung des instationären Verdichterbetriebes

Nach Gl. 2-3 bis Gl. 2-5 werden zur Beschreibung des Verdichterbetriebes Totaltemperaturen und Totaldrücke an Ein- und Austritt der Arbeitsmaschine sowie der geförderte Verdichtermassenstrom benötigt. Zur Erfassung dieser Messgrößen wird die in Abschnitt 7.7 vorgestellte Standardsensorik des Heißgasprüfstandes verwendet. Die Standardmesssysteme ermöglichen lediglich die Ermittlung der stationären bzw. der zeitlich gemittelten bzw. massenstromgemittelten, verdichterseitigen Messgrößen. Zur Bestimmung des instationären Verdichterbetriebes werden der statische Verdichteraustrittsdruck $p_2(t)$ und die Läuferdrehzahl $n_{ATL}(t)$ mit hohen Abtastraten gemessen. Die Schwankungen des statischen Druckes p_2 werden mittels wassergekühlter, piezoresistiver Druckaufnehmer ermittelt (vgl.

4.1.3.3). Die Messmethode zur Ermittlung der Drehzahlschwankungen wird in dem folgenden Abschnitt 4.1.3.2 diskutiert. Mit Hilfe der instationär ermittelten Messgrößen $p_2(t)$ und $n_{ATL}(t)$ werden die Schwankungen des Verdichterbetriebes bei pulsierender Turbinenbeaufschlagung in dem stationär ermittelten Verdichterkennfeld interpoliert. Die Änderungen des Verdichterbetriebes während eines Druckstoßes werden orthogonal zur Drehzahllinie $\overline{n_{ATL}(t)}$ in dem stationär ermittelten Verdichterkennfeld angenommen (vgl. 4.3). Die Messung des Verdichterwirkungsgrades wird entsprechend seines Betriebspunktes von Wärmeströmen beeinträchtigt. In Abschnitt 7.5 werden Einflüsse von Wärmeströmen in Abhängigkeit des Verdichterbetriebes auf die Wirkungsgradermittlung der Arbeitsmaschine diskutiert. Ein adäquates Modell zur Bestimmung der Wärmeströme am Verdichter und somit der Beeinflussung des Verdichterwirkungsgrades existiert derzeit nicht. Zur Minimierung dieser Beeinträchtigung wird der Betriebspunkt der Arbeitsmaschine sinnvoll definiert (vgl. 4.3).

4.1.3.2 Ermittlung der instationären Beschleunigung

Nach Gl. 2-18 ist die Beschleunigungsleistung des Laufzeuges eine Funktion von der instationären Laderdrehzahl $n_{ATL}(t)$, -beschleunigung $dn_{ATL}(t)/dt$ und der Summe der Massenträgheitsmomente von Verdichter, Laderwelle und Turbine. Das Trägheitsmoment des Laufzeuges θ_{ATL} wird mit Hilfe von FEM- bzw. CAD-Programmen berechnet.

Drehzahlmessung

Zur Ermittlung der instationären Laderdrehzahl und -beschleunigung wird eine Drehzahlfassung mit sehr hoher Abtastrate benötigt. Das verwendete, berührungslos arbeitende Drehzahlmesssystem besteht aus einem dynamischen Näherungsinitiator, der auf Annäherung oder Entfernung von elektrisch leitenden Werkstoffen reagiert. Nach dem Wirbelstromverlustprinzip bewirken Verdichterschaukeln während ihrer Rotation Impedanzänderungen an einer Messspule, welche im Sensor verbaut ist. Diese Impedanzänderung liefert ein elektrisches Signal. Der Sensor ist für eine Betriebstemperatur von 233 bis 423K ausgelegt und wird an der kalten Einlassseite des Verdichters installiert. Jede Schaufel des Verdichters, die den Initiator des Sensors passiert, ändert den Widerstand der Spule, woraufhin ein elektrisches Signal ausgegeben wird. Je Radumdrehung gibt der Sensor entsprechend der Schaufelzahl z elektrische Signale aus, die anschließend mit einer geeigneten Auswerteroutine und Filterung in die instationäre Raddrehzahl umgerechnet wird. Die Filterung des Drehzahlsignals erfordert die Berücksichtigung der Phase sowie der Gradienten-

ten der Drehzahlschwankungen zur exakten Beschreibung der Beschleunigung des Läufers.

4.1.3.3 Ermittlung des instationären Turbinenbetriebes

Die tatsächliche Turbinenleistung entspricht nach Gl. 4-3 der Summe aus der instationären Verdichter- und der Beschleunigungsleistung des Läufers. Zur Berechnung des instationären Turbinenwirkungsgrades wird die isentrope bzw. die theoretisch verfügbare Turbinenleistung $P_{T, is}(t)$ benötigt. Diese entspricht der Turbine zur Verfügung gestellten Enthalpie der Heißgasströmung und ist nach Gl. 2-12 eine Funktion des Turbinenexpansionsverhältnisses (total-statisch), der totalen Eintrittstemperatur und des Turbinenmassenstromes. Im Folgenden werden Methoden zur instationären Bestimmung dieser Messgrößen diskutiert.

Druckmessung

Bei der strömungstechnischen Untersuchung des Abgasturboladers spielt die Druckmessung eine entscheidende Rolle. Zur Bestimmung des instationären Turbinenexpansionsverhältnisses $\Pi_{T, is}(t)$ werden schnelle Druckmessungen am Ein- und Austritt der Strömungsmaschine benötigt. Für die Untersuchung thermodynamischer Eigenschaften ist die geeignete Auswahl der Druckmessmethode von wesentlicher Bedeutung. Zur instationären Druckmessung werden im Rahmen dieser Arbeit statische Drücke ermittelt. Zur Messung statischer Drücke der Rohrströmungen werden Druckmessbohrungen am Umfang der Rohre angebracht. Sorgfältige Herstellung der tangential angeströmten Bohrlöcher ist für eine genaue Druckmessung notwendig. Darüber hinaus ist auf die Geometrie der Bohrung zu achten, die Sekundärströmungen im Bohrloch und somit die Druckmessung beeinflusst. In der Literatur sind Zusammenhänge zwischen der Geometrie von Bohrlöchern und Abweichungen zwischen dem gemessenen und dem tatsächlichen statischen Druck zu finden /120/. Mit zunehmendem Bohrungsdurchmesser nehmen Abweichungen zwischen dem statischen Druck im Bohrloch und der ungestörte Druck der Strömung annähernd linear zu. Zur Minimierung von Messfehlern werden die Druckmessbohrungen mit möglichst kleinem Druckmesser und gratfreien Rändern angebracht. Zur Reduzierung des Ansprechverhaltens der Sensoren werden Volumen der Druckmessbohrung zwischen dem Druckmessfühler und dem Rohrumfang sehr klein ausgeführt. Die Bohrlöcher werden mit geringer Länge hergestellt.

Zur Messung des instationären Druckverlaufes der pulsierenden Abgasströmung kommen wegen der kurzen Messzeiten Sensoren in Betracht, welche den piezoresistiven Effekt

nutzen. Der piezoresistive Effekt beruht auf der Veränderung des spezifischen elektrischen Widerstands eines Materials durch Druck. Absolutdruckaufnehmer der Firma Kistler (Tabelle 7-1) werden unmittelbar an der Messbohrung angebracht. Der statische Druck der Strömung übt eine Kraft auf das Aufnehmerelement des Sensors aus. Unter Krafteinwirkung auf die Silizium-Messzelle ändert sich der druckabhängige elektrische Widerstand der eindiffundierten Zelle entsprechend des spezifischen Aufbaus und des Proportionalitätsfaktors. Sensoren auf Siliziumbasis weisen eine hohe Empfindlichkeit auf und eignen sich daher sehr gut zur genauen Druckmessungen eines definierten Bereichs. Aufgrund der starken Temperaturabhängigkeit und -empfindlichkeit der Sensoren, werden die Messfühler zur Kühlung von Wassermänteln umgeben. Mit Hilfe einer pneumatisch angesteuerten Membran werden die Absolutdruckaufnehmer bei Bedarf der heißen Strömung ausgesetzt. Zur Berücksichtigung evtl. Nullpunktverschiebungen werden die Sensoren während der Messungen regelmäßig durch Vergleichsmessungen des Umgebungsdruckes kalibriert.

Temperaturmessung

Zur Bestimmung des instationären Energiegehaltes in der pulsierenden Abgasströmung ist eine schnelle Temperaturmessung notwendig (vgl. Gl. 2-12). Heißgastemperaturen können auf unterschiedliche Arten ermittelt werden. Die am weitesten verbreitete Messmethode ist die Ermittlung der Heißgastemperaturen mit Hilfe von Thermoelementen, die sich durch niedrige Kosten, Robustheit und ihrer einfachen Anwendung auszeichnen. Übliche Thermoelemente sind jedoch nicht in der Lage, schnelle Temperaturschwankungen in Abgasströmungen unverzüglich zu messen. Aufgrund ihres trägen Ansprechverhaltens (üblicherweise zwischen 0.1 und 5 Hz /8/) sind Thermoelemente lediglich geeignet, zeitlich gemittelte bzw. massenstromgemittelte Temperaturen zu messen. Das Ansprechverhalten der Messsonde hängt entscheidend von ihrer Masse ab, die während eines Temperaturgradienten durch Wärmeströmung aufgeheizt und abgekühlt wird. Eine Temperaturmessung ohne Verzögerung ist somit mit einem Thermoelement nicht möglich. Für die Anwendung von Thermoelementen mit entsprechenden Ansprechzeiten wird im Rahmen dieser Arbeit eine Systematik angewandt und weiterentwickelt, mit der die Übertragungsfunktion des Sensors instationär berechnet werden kann /44/.

Ein Thermoelement besteht üblicherweise aus zwei unterschiedlichen und am Ende miteinander verbundenen Metallen. Aufgrund des Seebeck-Effekts /6/ wird an den freien Enden der beiden miteinander verbundenen Metallen bei einer Temperaturdifferenz entlang der Leiter eine elektrische Spannung erzeugt. Die Materialkopplungen der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Thermoelemente sind Chromel und Alumel, wodurch Spannungen im

Bereich von 0 bis $6 \cdot 10^4 \mu\text{V}$ bei Temperaturen von 0K bis 1273K auftreten. Thermoelemente aus einem Übergang zwischen einer Nickel-Chrom-Legierung werden als Typ K bezeichnet. Die Genauigkeit der verwendeten Temperatursensoren entspricht der Klasse A. Die Genauigkeitsklasse eines Thermoelementes bezieht sich auf das Verhältnis zwischen Sensortemperatur und der Thermospannung. Die Sensortemperatur entspricht jedoch aufgrund von Wärmestrahlung, -leitung, und der bereits angesprochenen Dynamik nicht der Temperatur einer geführten Heißgasströmung. Darüber hinaus messen Thermoelemente entsprechend ihrer Geometrie teilweise Total- und statische Temperaturen /52/. Die Gas- elemente eines schnellströmenden Gases, die den Temperatursensor benetzen und deren Temperatur somit gemessen wird, werden aufgrund der Haftbedingung in der Grenzschicht abgebremst. Durch den damit verbundenen Temperaturanstieg heizt sich die Messstelle bezüglich der Gasumgebung auf und gibt Wärme ab. Mit Hilfe des Recoveryfaktors Rec wird dieser Zusammenhang zwischen der statischen und der gemessenen Temperatur beschrieben.

Gl. 4-4

$$T_{\text{Gas}} = T_{\text{Sensor}} - \text{Rec} \cdot \frac{c_{\text{Ström}}^2}{2 \cdot c_p} = \frac{T_{\text{Sensor}}}{1 + \text{Rec} \cdot \frac{\kappa - 1}{2} \cdot \text{Ma}^2}$$

Der Recoveryfaktor Rec ist von der Geometrie der Messstelle, von der lokalen Mach- und Reynolds-Zahl abhängig. Für übliche Temperatursonden und Einbauten kann Rec entsprechend der Strömungsbedingungen der Literatur entnommen werden /52/. Eine Betrachtung der Messungenauigkeit der Heißgasströmung bzgl. Rec erfolgt in Abschnitt 4.1.4.

Um die dynamische Temperaturmessung mit Hilfe von Thermoelementen zu verbessern, wird eine Kompensationstechnik angewandt /44/.

Abb. 4-6 stellt ein im Rahmen dieser Arbeit verwendetes Thermoelement dar. Die Durchmesser des Messdrahtes liegen zwischen 0.0127 und 0.0508mm (vgl. Tabelle 7-1). Zur Minimierung von Temperaturstrahlung ist der Messdraht von einem dreischichtigen Strahlungsschutzschild umgeben. Die Heißgasströmung wird zur Strömungsführung von einem Rohr umgeben. Da die Temperatur der Rohrwand in der Regel deutlich kühler als die des Heißgases und damit des Temperaturfühlers ist, gibt der Sensor Energie in Form von Wärmestrahlung und -leitung an die Rohrwand ab. Der mehrlagige Schutzschild minimiert die Strahlung. In Abschnitt 4.1.4 wird der Einfluss der Wärmestrahlung zwischen den Temperatursensoren und der Rohraußenwand auf die Qualität der Temperaturmessung diskutiert.

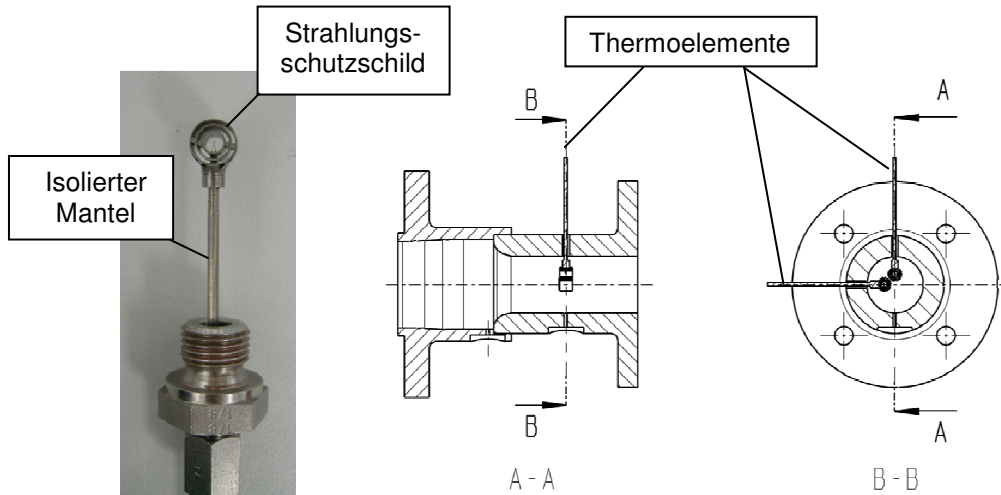


Abb. 4-6 Aufbau und Einbau von Thermoelementen zur instationären Gastemperaturmessung

Das dynamische Ansprechverhalten von Thermoelementen kann nach Gl. 4-5 mit Hilfe der Energieerhaltung beschrieben werden.

Gl. 4-5
$$\alpha_{\text{Sensor}} \cdot A_{\text{Sensor}} (T_{\text{Gas}} - T_{\text{Sensor}}) - m_{\text{Sensor}} c_{p,\text{Sensor}} \cdot \frac{dT_{\text{Sensor}}}{dt} - \lambda \cdot A_Q \frac{dT_{\text{Sensor}}}{dL} - \sigma \cdot \varepsilon \cdot A_{\text{Sensor}} (T_{\text{Sensor}}^4 - T_{\text{Rohr}}^4) = 0$$

Die Darstellung setzt voraus, dass die Temperaturverteilung an der Messsonde jederzeit gleichförmig ist. Die Annahme kann mit Hilfe einer ausreichend niedrigen Biot-Zahl (vgl. Gl. 7-6), welche das Verhältnis zwischen dem äußeren Wärmeübergang und der inneren Wärmeleitung beschreibt, begründet werden. Für die gegebenen Betriebsbedingungen ergeben sich Biot-Zahlen von 0.3 bis 0.5, sodass die Annahme akzeptiert wird.

Die Differenz zwischen der Gastemperatur und der Sensortemperatur ergibt sich aus drei Effekten (vgl. Gl. 4-5). Aufgrund seiner thermischen Trägheit kann die Temperatur des Messensors der Gastemperatur nicht unverzüglich folgen. Der erste Effekt bezieht sich auf den dynamischen Fehler. Der zweite Effekt beschreibt den Fehler aufgrund von Leitungsverlusten. Die Aufnahme des Sensors folgt den Schwankungen der Gastemperatur üblicherweise langsamer als der Sensor. Zwischen Aufnahme und Fühler entsteht somit ein Temperaturgradient, wodurch sich Wärmeströme zur Messstelle oder von der Messstelle weg einstellen. Schließlich bezieht sich der dritte Effekt auf Wärmestrahlung. Die Umgebung des Sensors bzw. das strömungsführende Rohr ist gewöhnlich kälter als der Fühler, sodass Wärmeenergie vom Sensor an die Umgebung abgestrahlt wird. Werden Wärme-

strahlung und Leitungsverluste vernachlässigt, kann die Sensortemperatur, dessen Geometrie als Kugel angenommen wird, durch eine Gleichung erster Ordnung beschrieben werden (Gl. 4-6).

$$\text{Gl. 4-6} \quad (T_{\text{Gas}} - T_{\text{Sensor}}) = \frac{\rho_{\text{Sensor}} \cdot A_{\text{O-Sensor}} \cdot D_{\text{Sensor}}}{6} c_{p,\text{Sensor}} \cdot \frac{1}{\alpha_{\text{Sensor}} \cdot A_{\text{O-Sensor}}} \cdot \frac{dT_{\text{Sensor}}}{dt} = \tau_{\text{Sensor}} \cdot \frac{dT_{\text{Sensor}}}{dt}$$

Nach /6/ verhält sich das Ansprechverhalten von Thermoelementen auch ohne die Vernachlässigung von Strahlung und Leitung wie ein Gleichungssystem erster Ordnung. Mit Hilfe der Zeitkonstanten τ_{Sensor} kann die Gastemperatur aus dem Messsignal eines Temperaturfühlers berechnet werden. In einem pulsierenden Heißgasmassenstrom ist die Zeitkonstante jedoch ohne entsprechende Maßnahmen nicht zu ermitteln. Aufgrund der stark schwankenden Strömungsgeschwindigkeit nimmt die Nusselt-Zahl und somit der Wärmeübergangskoeffizient α_{Sensor} während einer Phase der pulsierenden Heißgasströmung sehr unterschiedliche Werte an. Temperaturschwankungen des Gases führen außerdem zu sich ändernden spezifischen Werten des Sensormaterials und des Fluids. In der Literatur werden Systematiken mit Hilfe von zwei Thermoelementen vorgestellt /6/, /26/ und /44/. Sie alle basieren auf dem Prinzip, dass zwei Temperatursensoren sehr dicht beieinander installiert werden, sodass sie demselben Temperatur- und Geschwindigkeitsprofil ausgesetzt sind. Durch diese Annahmen können die Energiegleichungen beider Sensoren als folgendes Gleichungssystem geschrieben werden (Gl. 4-7).

$$\text{Gl. 4-7} \quad \begin{aligned} T_{\text{Gas}} &= T_{\text{Sensor1}} + \tau_{\text{Sensor1}} \cdot \frac{dT_{\text{Sensor1}}}{dt} \\ T_{\text{Gas}} &= T_{\text{Sensor2}} + \tau_{\text{Sensor2}} \cdot \frac{dT_{\text{Sensor2}}}{dt} \end{aligned}$$

Die zwei Gleichungen enthalten drei Unbekannte, T_{Gas} , τ_{Sensor1} und τ_{Sensor2} . Wenn das Temperatur- und Geschwindigkeitsprofil an beiden Messfühlern übereinstimmt, kann das Verhältnis beider Zeitkonstanten mit Gl. 4-6 in Abhängigkeit ihrer Durchmesser und Wärmeübergangskoeffizienten beschrieben werden (vgl. Gl. 7-7). Überwiegen zusätzlich die Wärmeübergänge zwischen dem Temperaturfühler und dem Heißgas und sind die spezifischen, temperaturabhängigen Parameter beider Sensoren und des Fluids gleich, kann mit Hilfe der Nusselt- und Reynoldskorrelation (vgl. Gl. 7-8 und Gl. 7-9) das Verhältnis beider Zeitkonstanten nach Gl. 4-8 beschrieben werden.

Gl. 4-8
$$\frac{\tau_{\text{Sensor2}}}{\tau_{\text{Sensor1}}} = \left(\frac{D_{\text{Sensor2}}}{D_{\text{Sensor1}}} \right)^{2 \cdot m_{\text{Re}}} = e_r$$

Der Exponent m_{Re} entspricht dem Reynolds-Exponenten zur Berechnung der Nusselt-Zahl (vgl. Gl. 7-9). Die spezifische Geometrie des verwendeten Thermoelementes entspricht in sehr guter Näherung einer Kugel und kann der Literatur entnommen werden [106]. Gl. 4-7 kann nach der Zeitkonstante τ_{Sensor1} umgestellt werden.

Gl. 4-9
$$\tau_{\text{Sensor1}}(t) = \frac{-(T_{\text{Sensor1}}(t) - T_{\text{Sensor2}}(t))}{\frac{dT_{\text{Sensor1}}(t)}{dt} - e_r \cdot \frac{dT_{\text{Sensor2}}(t)}{dt}}$$

Mit Hilfe von Gl. 4-9 kann das Ansprechverhalten eines Sensors berechnet werden. Die gegebene Anwendung setzt ausreichend schnelle Temperaturmesssensoren voraus. Diese sind gegenüber Rauschen sehr sensibel, wodurch eine entsprechende Filterungsmethode unabdingbar ist. Außerdem erfordert die Systematik zwei Thermoelemente mit unterschiedlichen Ansprechverhalten. Einflüsse von Durchmessertoleranzen und des Exponenten m_{Re} auf die Qualität der instationären Gastemperaturmessung werden in Abschnitt 4.1.4 diskutiert.

Zur Plausibilisierung des Ansprechverhaltens der Thermoelemente wird eine entsprechende CFD-Rechnung durchgeführt. Aus simulationstechnischen Gründen wird die Simulationsrechnung in zwei separate Berechnungen aufgeteilt. In Abb. 4-7 wird links das in der Heißgasströmung eingebaute und von der Rohrleitung umgebene Thermoelement ohne Messdraht dargestellt. Der Strömungsraum des inneren Strahlungsschutzschildes wird inklusive des Messdrahtes in einer zweiten Simulation (Abb. 4-7 rechts) berechnet. Die Ergebnisse der ersten Simulationsrechnung werden der zweiten Berechnung als Randbedingungen auferlegt.

Das Thermoelement und der Schutzschild in der zweiten Simulationsrechnung werden vereinfacht modelliert. Zur Temperaturberechnung des Messdrahtes werden Strömungs- und Strukturberechnungen miteinander gekoppelt (FSI).

Das erste Berechnungsmodell besteht aus einem teilstrukturierten Rechnernetz mit ca. 770.000 Elementen. Als Turbulenzmodell wird ein k-ε-Modell angewandt. Die Randbedingungen der CFD-Rechnung werden entsprechend den Messdaten eines charakteristischen Turbinenbetriebspunktes an der Stelle 31 und 32 definiert (Abb. 4-7).

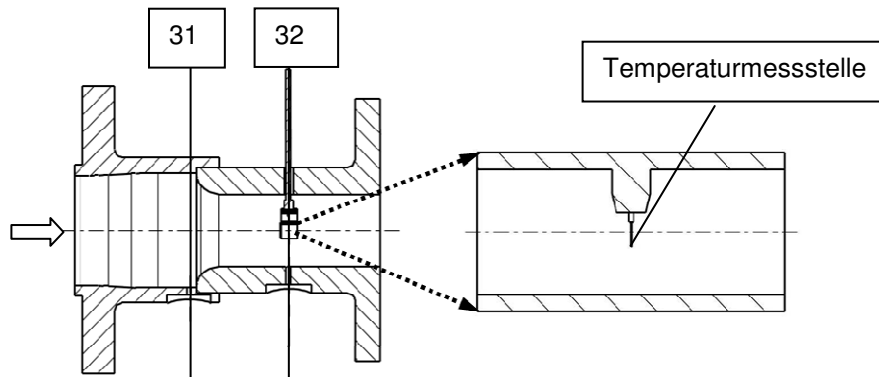


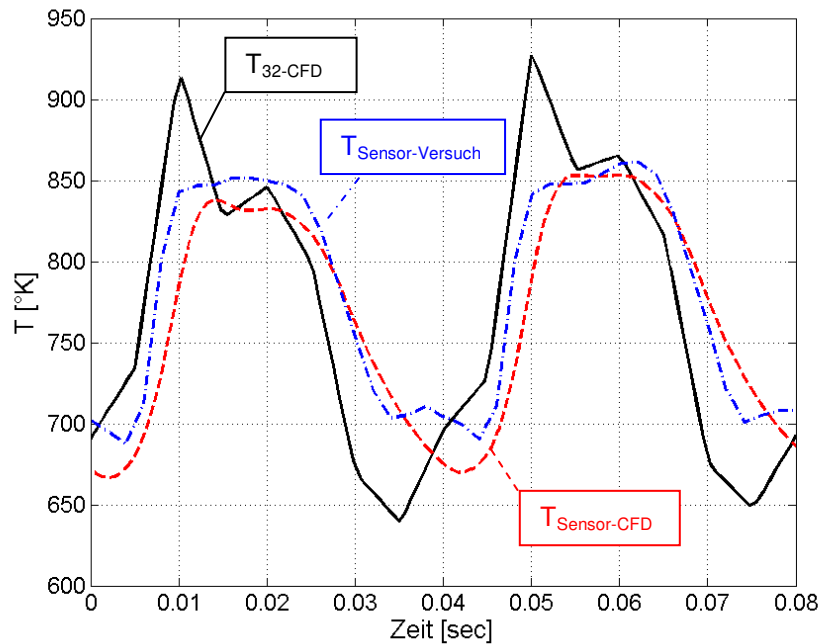
Abb. 4-7 Unterteilung des Strömungsraumes in zwei Berechnungsmodelle

Der instationäre, totale Eintrittsdruck $p_{0\text{-Einlass-CFD}}(t)$ wird aus dem gemessenen Totaldruck an der Stelle 31 ermittelt. Am Austritt des CFD-Modells wird der gemessene statische Druck $p_{32}(t)$ definiert. Die instationäre Gastemperatur wird wie zuvor beschrieben mit Hilfe der Messsignale zweier Thermoelemente an der Stelle 32 berechnet. Mit der Annahme einer isentropen Zustandsänderung entlang der Querschnittsverengung von 31 nach 32, wird am Eintritt des CFD-Modells die Eintrittstemperatur nach Gl. 4-10 berechnet.

$$\text{Gl. 4-10} \quad T_{0\text{-Einlass}}(t) = T_{032}(t) \cdot \left(\frac{p_{31}(t)}{p_{32}(t)} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

In einer ersten Strömungssimulation werden die instationären Druck-, Temperatur- und Massenstromverläufe an Ein- und Austritt des inneren Strahlungsschutzschildes berechnet. Diese werden der zweiten (FSI-) Simulation als Randbedingungen auferlegt. Die FSI-Simulation besteht aus einem unstrukturierten Netz mit ca. 800.000 Elementen. Im Unterschied zur Realität, wird der Messdraht zur Vereinfachung als Bogen modelliert.

Länge und Masse stimmen mit dem installierten Thermoelement im Versuch überein. Zur thermischen Beschreibung des Messdrahtes werden die temperaturabhängigen Materialeigenschaften von einer Nickel-Chrom-Legierung definiert. Die spezifischen Daten des Messdrahtes werden der Literatur entnommen [100]. Als Turbulenzmodell wird ebenfalls ein $k\text{-}\epsilon$ -Modell angewandt. Die Aufnahme des Sensors wird als keramischer Zylinder abgebildet.



**Abb. 4-8 Ansprechverhalten des Thermoelements
(Versuchs- und Simulationsergebnisse)**

Abb. 4-8 stellt den Vergleich zwischen dem gemessenen und numerisch berechneten Temperaturverlauf des Messfühlers mit einem Messdrahtdurchmesser von $D_{\text{Sensor}}=0.0127\text{mm}$ an der Stelle 32 dar.

Unter Berücksichtigung der erwähnten Annahmen bilden die Simulationsergebnisse die gemessenen Temperaturverläufe gut nach. Trotz unterschiedlicher Messdrahtgeometrien und Aufnahmen sowie Filterungen des Messsignals und Ungenauigkeiten der Fluid-Struktur-Kopplung sind die Abweichungen verhältnismäßig gering, sodass die Messsignale plausibel sind.

Massenstrommessung

Heißgasmassenströme können auf unterschiedliche Arten ermittelt werden. Grundsätzlich lassen sich die Methoden in die Gruppen mechanische, elektrische und magnetische sowie optische und pneumatische Verfahren einteilen.

In Verbindung mit schnellen Druck- und Temperaturmessungen, die in den vorangegangenen Abschnitten beschrieben werden, eignet sich besonders das pneumatische Messverfahren zur Ermittlung pulsierender Heißgasströmung, welches im Rahmen dieser Untersuchungen angewandt wird. Grundsätzlich beruhen pneumatische Strömungsmessverfahren auf der

Messung des dynamischen Druckes, der proportional zum Geschwindigkeitsquadrat der Strömung ist. Für kompressible Strömungen im Unterschallbereich ($0.2 < Ma < 1$) muss der dynamische Druck zusätzlich in Abhängigkeit der lokalen Mach-Zahl dargestellt werden /36/. Mit Hilfe einer Querschnittsverengung wird eine Differenz zwischen dem Totaldruck am Eintritt und dem statischen Druck am verengten Querschnitt erzeugt. Bei einer isentropen Zustandsänderung entspricht der Differenzdruck dem dynamischen Druck. Mit den Stoffwerten des Fluids kann die Strömungsgeschwindigkeit in der Querschnittsverengung berechnet werden. Für kompressible Heißgasströmungen entwickelten Saint-Venant und Wanzel die Ausflussgleichung Gl. 4-11 (modifiziert). Mit Hilfe des Totaldrucks und der Totaltemperatur am Eintritt sowie des statischen Drucks im engsten Querschnitt (hier: Austritt) kann die Strömungsgeschwindigkeit in der Querschnittsverengung berechnet werden.

$$\text{Gl. 4-11} \quad c_{\text{aus}} = \sqrt{\left(\frac{2\kappa}{\kappa-1}\right) \cdot R \cdot T_{0,\text{ein}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{\text{aus}}}{p_{0,\text{ein}}}\right)^{\kappa-1/\kappa}\right]}$$

Die Berechnung der Fluidgeschwindigkeit beruht auf der Massen- und Impulserhaltung. Die Methode zur instationären Massenstrombestimmung setzt den Erhalt der Strömungsenergie sowie eine isentrope Zustandsänderung ($\Delta s=0$) voraus /11/.

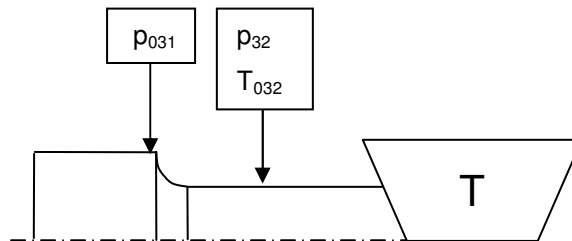


Abb. 4-9 Schematische Darstellung der Messdüse zur instationären Massenstrombestimmung stromaufwärts der Turbine

Zur Einhaltung dieser Annahmen wird eine Messdüse nach ISA-1932 mit den in Tabelle 7-1 definierten, Re-abhängigen Einsatzgrenzen angewandt /11/. Die Geometrie der Düse, mit einem Durchmesser Verhältnis $\beta_{\text{Düse}} = D_2/D_1 = 0.625$, ermöglicht eine annähernd isentrope Zustandsänderung über die Querschnittsverengung. Am Eintritt der Messdüse wird die Strömung näherungsweise verlustlos auf null abgebremst. Eine Eckdruckentnahme ermittelt den Totaldruck p_{031} am Düsen Eintritt. Abb. 4-9 zeigt schematisch die Messdüse

vor dem Turbineneintritt mit den Messstellen der Eckdruckentnahme sowie zur Ermittlung des statischen Druckes p_{32} und der Totaltemperatur T_{032} stromabwärts des Düsenprofils. Konstruktiv kennzeichnet das Düsenprofil eine zur Symmetrieachse senkrecht stehende, ebene Stirnfläche, an der die Strömung aufstaut (Stelle 31). Das anschließende, sich verengende Einlaufprofil besteht aus mehreren, ineinander übergehenden Kreisbögen. Details zum Düsenprofil sind in der Literatur zu finden /22/. Die Ausführungen der Druckentnahme am Eintritt des Düsenprofils sowie hinter dem Einlaufprofil entsprechen den bereits diskutierten Anforderungen an Druckmessbohrungen. Die relativen Oberflächenrauheiten im Einlauf der Düse entsprechen den Vorgaben der Norm. Der Durchflusskoeffizient $c_{D-Düse}$ ist nach Gl. 4-12 eine Funktion von dem Durchmesser Verhältnis der Düse $\beta_{Düse}$ sowie der lokalen Reynoldszahl $Re_{Düse}$ /22/.

$$\text{Gl. 4-12} \quad c_{D-Düse} = \frac{A_{Ström}}{A_{Geo}} = K \cdot p \cdot \beta_{Düse}^r - q \cdot \beta_{Düse}^m \cdot \left(\frac{10^6}{Re_{Düse}} \right)^n$$

Die Exponenten r , m und n sowie die Konstante K sind spezifische Parameter und hängen von der Geometrie und Wandrauhigkeit der Düse ab. Aufgrund von Fertigungstoleranzen der Messdüse, wird diese stationär kalibriert und ihr Durchflusskoeffizient c_D nach Gl. 4-12 für verschiedene Betriebspunkte empirisch ermittelt. Über die Querschnittsverengung der Düse wird ein überkritisches Druckverhältnis /123/ eingestellt und der Massenstrom \dot{m}_{gem} messtechnisch ermittelt. Aus der Eintrittstemperatur T_{0ein} und dem Eintrittsdruck p_{ein} wird der effektive Strömungsquerschnitt nach Gl. 4-13 errechnet /36/.

$$\text{Gl. 4-13} \quad A_{Ström, krit} = \frac{\dot{m}_{gem} \cdot \sqrt{R \cdot T_{0ein}}}{p_{ein} \cdot \sqrt{\kappa_{ein}} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{ein} + 1} \right)^{\kappa_{ein} + 1 / 2 \cdot (\kappa_{ein} - 1)}}$$

Abb. 4-10 stellt den Durchflusskoeffizienten c_D der Messdüse in Abhängigkeit der Reynoldszahl $Re_{Düse}$ dar. Das über die Düse anliegende Druckverhältnis ist während der Untersuchungen unterkritisch. Zur Ermittlung der Durchflusskoeffizienten werden verschiedene Eintrittstemperaturen untersucht. Mit Hilfe von Drosselblenden mit verschiedenen Öffnungsverhältnissen ($\ddot{O}V_1 < \ddot{O}V_2$) stromabwärts der Düse werden unterschiedliche Turboladerdrehzahlen und damit verschiedene Druckniveaus simuliert.

Zur Auswertung des Turbinenmassenstromes wird c_{D-app} in Abhängigkeit der mittleren Reynoldszahl der Heißgasströmung aus dem in Abb. 4-10 dargestellten, stationär ermittelten Kennfeld interpoliert.

Der berechnete instationäre Turbinenmassenstrom wird während der Untersuchungen mit der zeitlich gemittelten Größe, die von kalibrierten Sensoren des Heißgasprüfstands gemessen wird, abgeglichen.

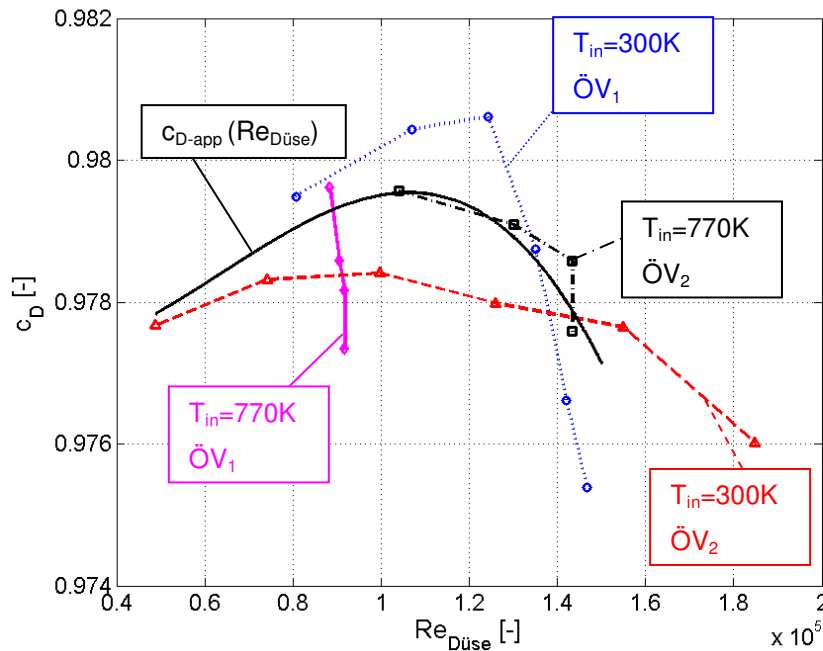


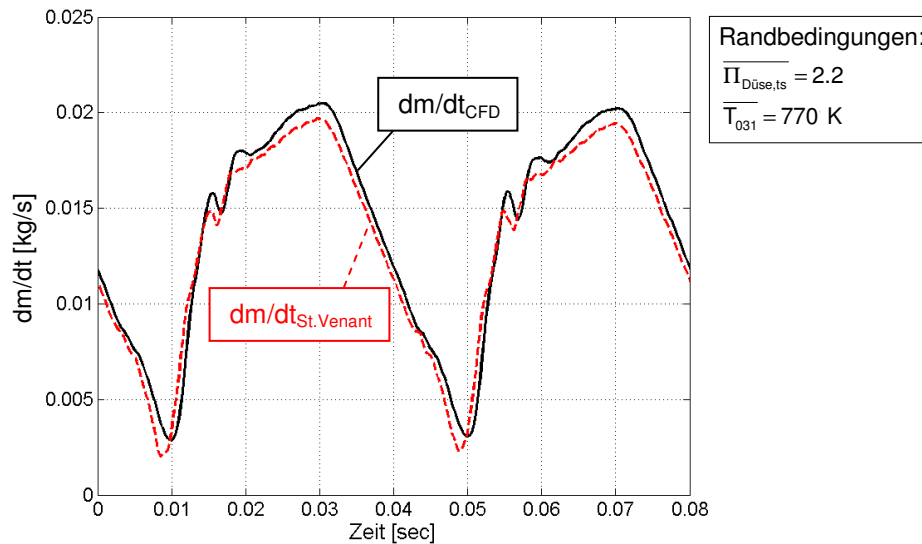
Abb. 4-10 Stationär ermittelte Durchflusskoeffizienten der Messdüse ISA 1932

Die Auslegung der Messdüse nach ISA-1932 erfolgt auf Grundlage stationärer Strömungsverhältnisse.

Gl. 4-14
$$p_1 + \frac{\rho_1}{2} c_1^2 = p_2 + \frac{\rho_2}{2} c_2^2 + \int_1^2 \rho \frac{\partial c}{\partial t} ds$$

Nach der Stromfadentheorie beschreibt Gl. 4-14 eine instationäre, reibungsfreie Zustandsänderung [11]. Im Gegensatz zu stationären Übergängen ist in der instationären Anwendung die Zunahme der Entropie s zu berücksichtigen, welche durch den letzten Term in Gl. 4-14 beschrieben wird. Zur Untersuchung der Gültigkeit der Berechnungsformeln nach St. Venant bei instationären Strömungsvorgängen, werden CFD-Simulationen durchgeführt.

Die Turboladerturbine wird in der CFD-Rechnung zur Vereinfachung durch eine entsprechende Drosselstelle mit zusätzlichem Quellterm in der Impulsgleichung ersetzt, um die Systematik zu überprüfen. Am Eintritt der Messdüse werden Randbedingungen definiert, die einem repräsentativen Betriebspunkt der Strömungsmaschine an dem erweiterten Prüfstand entsprechen.



**Abb. 4-11 Ermittlung des instationären Heißgasmassenstromes mittels St. Venant
(CFD-Simulationsergebnisse)**

Der CFD -intern berechnete Heißgasmassenstrom \dot{m}_{CFD} an der Stelle 32 wird mit dem äquivalenten, nach St. Venant berechneten Fluidstrom $\dot{m}_{\text{St.Venant}}$ verglichen. Letzterer errechnet sich aus den instationären CFD-Größen der relevanten Drücke und Temperaturen. Abb. 4-11 zeigt, dass die CFD-interne Rechengröße nur um wenige Prozente von dem nach St.Venant berechneten Massenstrom abweicht. Der Durchflusskoeffizient zur Berechnung des Massenstromes wird entsprechend der mittleren Reynoldszahl aus dem in Abb. 4-10 dargestellten Kennfeld entnommen.

In /54/ werden charakteristische Verteilungen des Massenstromes über den Rohrquerschnitt bei pulsierender Heißgasströmung untersucht. Über den überwiegenden Teil des Querschnittes bildet sich während eines Druckstoßes ein gleichmäßiges, achsensymmetrisches Strömungsprofil aus. Demzufolge beschreibt die instationäre Massenstrommessung mittels Druck- und Temperaturmessungen über eine Querschnittsverengung ein gutes Verfahren für die dynamischen Untersuchungen.

Auswirkungen der Messungenauigkeiten auf die thermodynamische Beschreibung der Turboladerturbine werden im folgenden Abschnitt diskutiert.

4.1.4 Auswerteroutine und Fehlerbetrachtung bei der Berechnung des dynamischen Turboladerverhaltens

Die in Abschnitt 4.1.3 diskutierten Messmethoden ermöglichen mit entsprechend hohen Abtastraten die instationäre Ermittlung der notwendigen thermodynamischen Messgrößen. Ausgangsgrößen sind zeitlich gemittelte statische Drücke sowie Totaltemperaturen an Ein- und Austritt von Verdichter und Turbine (p_i , T_{0i}), Laderdrehzahl n_{ATL} und der Verdichter-massenstrom \dot{m}_v (vgl. Abb. 4-5). Die Turboladerdrehzahl, der statische Verdichteraustrittsdruck sowie alle turbinenseitigen Messgrößen werden mit hohen Abtastfrequenzen instationär ermittelt. Die stationären Messgrößen werden mit Hilfe der in Abschnitt 7.7 vorgestellten Messsensorik bestimmt. Zur Untersuchung des dynamischen Turboladerverhaltens wird eine Auswerteroutine entwickelt, mit deren Hilfe aus den Messgrößen die erforderlichen Rechengrößen zur Charakterisierung des instationären Turbinenbetriebes ermittelt werden.

Die notwendigen turbinenseitigen Totaldrücke sowie statische Temperaturen werden aus den Messgrößen und dem berechneten Turbinenmassenstrom iterativ bestimmt. Für ideale Gase errechnet sich nach Gl. 4-15 der Totaldruck p_{0i} aus dem gemessenen statischen Druck, dem Verhältnis zwischen totaler und statischer Temperatur sowie dem Isentropenexponenten κ . Aus der gemessenen, näherungsweise Totaltemperatur T_{0i} , der spezifischen Wärmekapazität c_p und der lokalen Strömungsgeschwindigkeit c_i ergibt sich die lokale statische Temperatur T_i (Gl. 4-16). Zur Bestimmung von c_i aus dem gemessenen bzw. berechneten Massenstrom \dot{m}_i wird die statische Dichte benötigt, welche wiederum eine Funktion der statischen Größen von Druck und Temperatur ist. Durch mehrmalige Iterationsschleifen lassen sich die notwendigen Parameter bestimmen.

$$\text{Gl. 4-15} \quad p_{0i} = p_i \cdot \left(\frac{T_{0i}}{T_i} \right)^{\frac{\kappa_i}{\kappa_i - 1}}$$

$$\text{Gl. 4-16} \quad T_i = T_{0i} - \frac{1}{2} \cdot c_{pi} \cdot c_i^2$$

Darüber hinaus werden Phasenverschiebungen zwischen den Messgrößen zur Berechnung der Turbinencharakteristik berücksichtigt. Die Eigenschaften des Fluids, welches im

Schaufelkanal der Turboladerturbine Arbeit verrichtet, werden zuvor in der Messebene gemessen. Die instationären Messgrößen und die verrichtete Schaufelarbeit sind entsprechend der Phase φ zeitlich zueinander versetzt. Diese ergibt sich aus dem Abstand L zwischen der Messebene und 180° stromabwärts der Spiralenzunge sowie der lokalen Konvektionsgeschwindigkeit der Hauptturbinenströmung c_{32} . Zur Anpassung der zur Verfügung stehenden Abgasenthalpie errechnet sich φ aus Gl. 4-17 unter Vernachlässigung von Welleneffekten.

$$\text{Gl. 4-17} \quad \varphi = \frac{L}{c_{32}}$$

Der instationäre Turbinenwirkungsgrad ergibt sich nach Gl. 4-18 aus dem Verhältnis der tatsächlichen und der phasenkorrigierten isentropen Turbinenleistung.

$$\text{Gl. 4-18} \quad \eta_{is} \cdot \eta_m(t) = \frac{P_T'(t)}{P_{T,is,ts}(t - \varphi)} = \frac{P_{V,tt}(t) + P_{Beschl}(t)}{P_{T,is,ts}(t - \varphi)}$$

Mit Hilfe der in Abschnitt 4.1.3 diskutierten Methoden werden die instationären Messgrößen ermittelt. Ermittlungen instationärer Messgrößen sind grundsätzlich mit Ungenauigkeiten versehen. Darüber hinaus beeinflussen instationäre Effekte die Genauigkeit der Turbinenkennfeldermittlung, woraufhin in Abschnitt 4.3 spezifische Messbereiche definiert werden. Zur Quantifizierung von Auswirkungen evtl. Messfehler und Einflüsse instationärer Resultate auf die Berechnung thermodynamischer Eigenschaften der Turboladerturbine ist eine entsprechende Fehlerrechnung sinnvoll. Im Folgenden wird eine Fehleranalyse diskutiert, die parallel zur Auswertung durchgeführt wird. Die Ergebnisse der Fehlerabschätzung beziehen sich auf thermodynamische Größen zur Erstellung der Turbinenkennfelder im spezifischen Messbereich eines repräsentativen Turbinenbetriebspunktes.

Für die Bestimmung der Ergebnisgrößen sind Messungen und Berechnungen verschiedener Einzelgrößen notwendig, aus denen sich die gesuchten instationären Werte berechnen lassen. Zuvor werden die Abhängigkeiten der instationären Zielgrößen $\eta_{is} \cdot \eta_m(t)$, $S(t)$, $\dot{m}_{T,red}(t)$ und $\Pi_{T,ts}(t)$ von den Messgrößen p_i , T_{0i} , n_{ATL} und \dot{m}_v diskutiert. Die Fortpflanzung der Einzelfehler kann unter Umständen zu gravierenden Ungenauigkeiten der Untersuchungen führen. Mit Hilfe einer geeigneten Fehleranalyse können Genauigkeiten der Zielgrößen aus den Messgrößen berechnet und die Methode gegebenenfalls optimiert werden.

Zur Definition des Messbereiches ist eine belastbare Abschätzung von Ungenauigkeiten der instationären Ergebnisgrößen zur Charakterisierung der Turbine unabdingbar. Der resultierende Fehler einer Funktion Δf wird nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz durch die partiellen Ableitungen $\left(\frac{\partial f}{\partial x}, \dots\right)$ und die Fehler der Einzelmessungen bzw. -berechnungen $(\Delta x, \dots)$ bestimmt. Für kleine Fehler Δf gilt das Gaußsche Fehlerfortpflanzungsgesetz Gl. 4-19. Voraussetzung für diese Fehlerbetrachtung ist, dass die Funktion f differenzierbar ist und die Variablen x, \dots stochastisch unabhängig voneinander sind /11/.

Gl. 4-19
$$\Delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 \cdot (\Delta x)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 \cdot (\Delta y)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2 \cdot (\Delta z)^2 + \dots}$$

Im Folgenden werden Auswirkungen von Mess- und Geometrieungenauigkeiten sowie Einflüsse von Annahmen bei der Auswertung auf Fehler der Zielgrößen $\eta_{is} \cdot \eta_m(t)$, $S(t)$, $\dot{m}_{T,red}(t)$ und $\Pi_{T,ts}(t)$ für repräsentative Betriebspunkte diskutiert (vgl. Abb. 4-18). Die Fehlerabschätzung nach Gl. 4-19 beruht auf der Annahme ungünstigster Randbedingungen und bezieht sich auf den in Abschnitt 4.3 definierten Messbereich (vgl. Abb. 4-22).

4.1.4.1 Ungenauigkeiten bei der Ermittlung der instationären Verdichterleistung

Nach Abschnitt 4.1.3.1 wird die mittlere Verdichterleistung aus den Messgrößen p_1 , $\overline{p_{02}(t)}$, T_{01} und T_{02} sowie dem mittleren Verdichtermassenstrom \dot{m}_v ermittelt. Die stationären statischen Druckmessungen und die Ermittlung von \dot{m}_v werden mit kalibrierter Messtechnik /50/ durchgeführt, sodass die Ungenauigkeiten der Messdaten und Einflüsse auf die Zielgrößen mit kleiner als 0.1% vernachlässigt werden können. Aufgrund großer Rohrdurchmesser und somit niedriger Strömungsgeschwindigkeiten im Bereich der Temperaturmessstellen, ist der Unterschied zwischen der Total- und statischen Temperatur im betrachteten Verdichterbetriebsbereich kleiner als 0.5K. Mit einem angenommenen Recoveryfaktor von 0.6 (vgl. Gl. 4-4) kann aus dem Temperatursignal mit sehr guter Näherung die lokale Totaltemperatur berechnet werden. Ungenauigkeiten bei der Ermittlung der mittleren Verdichterleistung sind im betrachteten Betriebsbereich kleiner als 1% ihres Mittelwertes. Gleichwohl wird die Temperaturmessung in Abhängigkeit des Verdichterbetriebspunktes

von Wärmeströmen beeinflusst. Eine Abschätzung der Einflüsse auf den Turbinenwirkungsgrad wird in Abschnitt 7.5 diskutiert.

Zur Bestimmung der instationären Verdichterleistung werden die Schwankungen des Betriebspunktes auf Basis der schnellen Drehzahl- sowie p_2 -Messung in dem stationär ermittelten Verdichterkennfeld interpoliert. Die Interpolation erfolgt orthogonal zur Drehzahllinie. Diese Annahme beschreibt den instationären Verdichterbetrieb nahe der Stopfgrenze ausreichend genau. Gleichwohl ist die Interpolation in der Nähe der Pumpgrenze mit Ungenauigkeiten verbunden. 1D-Simulationsrechnungen zeigen, dass für spezifische instationäre Turbinenbetriebspunkte die Amplitude der instationären Verdichterleistung ca. 10% ihres Mittelwertes beträgt (vgl. Abb. 4-21). Nahe der Pumpgrenze zeigen 1D-Simulationsergebnisse für den verwendeten Versuchslader ein Fehler der berechneten instationären Verdichterleistung mittels der beschriebenen Interpolation von ca. 4%. Aus der fehlerhaften Beschreibung der instationären Verdichterleistung sowie der Druck-, Temperatur- und Drehzahlmessung zur Ermittlung von $P_{T,ts}$ ergibt sich nach Gl. 4-19 ein $\Delta\eta_{T,ts}$ von ca. $\pm 1.5\% \cdot \eta_{T,ts}$ für den repräsentativen Betriebspunkt. S , $\dot{m}_{T,red}$ und $\Pi_{T,ts}$ werden von Ungenauigkeiten bei der Bestimmung der instationären Verdichterleistung nicht beeinflusst.

4.1.4.2 Ungenauigkeiten bei der Ermittlung der instationären Beschleunigungsleistung

Die instationäre Beschleunigungsleistung ist nach Gl. 2-18 eine Funktion des Massenträgheitsmomentes des Läufers θ_{ATL} , seiner Drehzahl n_{ATL} und der zeitlichen Drehzahländerung $\frac{dn_{ATL}}{dt}$. Sind Werkstoffdaten des Läufers bekannt, ist die Ermittlung des Massenträgheitsmomentes mit Hilfe von CAD- oder FEM-Programmen sehr genau. Aufgrund von Fertigungstoleranzen ist eine Ungenauigkeit $\Delta\theta_{ATL}$ von ca. $0.02 \cdot \theta_{ATL}$ realistisch. Ferner beeinflusst die Filterung des Drehzahlsignals dessen Gradienten und damit die Änderungen der Laderdrehzahl. Unsicherheiten in der Bestimmung der Laderbeschleunigung während des Messbereiches von ca. 2% des ermittelten Wertes aufgrund der Filterung sind wirklichkeitsnah. Für den repräsentativen Turbinenbetriebspunkt kann der Fehler des berechneten Turbinenwirkungsgrades aufgrund von $\Delta \frac{dn_{ATL}(t)}{dt}$ und $\Delta\theta_{ATL}$ mit ca. 1% des ermittelten Wertes abgeschätzt werden. Laufzahl, Durchsatzverhalten und Expansionsverhältnis werden von Ungenauigkeiten bei der Bestimmung der Beschleunigungsleistung nicht beeinträchtigt.

4.1.4.3 Ungenauigkeiten bei der Ermittlung der instationären isentropen Turbinenleistung

Die instationäre Messung der statischen Drücke wird während der Untersuchungen durch Vergleichsmessungen des Umgebungsdruckes mit kalibrierten Drucksensoren mehrfach abgeglichen und als genau angenommen.

Die Genauigkeit der instationären **Temperaturmessung** wird unter den Gesichtspunkten der Dynamik und der Messgenauigkeit der Sensoren sowie der Berechnung der instationären Gastemperatur untersucht. Nach /54/ bildet sich bei pulsierender Abgasströmung üblicherweise ein gleichmäßiges, achsensymmetrisches Strömungsprofil über dem Rohrquerschnitt aus. Dadurch beschreibt die Messung an einer Stelle die Heißgastemperatur entsprechend genau. Bei der Diskussion der Fehlerquellen ist zu beachten, dass das gasförmige Medium in einem Rohr geführt wird, dessen Temperatur in der Regel geringer als die Gastemperatur ist. Der Messfühler wird von der heißen Gasströmung durch erzwungene Konvektion aufgeheizt. Die Wärmeübertragung ist eine Funktion der Gastemperatur, die den Messfühler umnetzt. Gl. 4-4 beschreibt den Zusammenhang zwischen der gemessenen Temperatur und der tatsächlichen Gastemperatur mit Hilfe des Recoveryfaktors. Aufgrund der engen Rohrquerschnitte an der Messstelle und der damit verbundenen hohen Strömungsgeschwindigkeiten beeinflusst die Genauigkeit von Rec die Qualität der Temperaturmessung. In der Literatur wird für standardmäßige Thermoelemente zur Messung von Gastemperaturen ($Ma < 0.6$) ein Recoveryfaktor von ca. 0.6 angegeben /52/. Wird eine Ungenauigkeit von $\Delta Rec = \pm 0.2$ angenommen, ergibt sich für den exemplarischen Betriebspunkt eine Temperaturabweichung von ca. $\pm 1K$.

Zusätzlich tauschen die Rohrwand und der Temperatursensor thermische Energie über Wärmeleitung und –strahlung aus. Da die Rohrwand üblicherweise kälter als der Sensor ist, fließt Wärmeenergie vom Temperaturfühler an die Rohrwand. Die Wärmeübertragung ist eine Funktion der Rohr- und Sensortemperatur. Allgemein lassen sich die Wärmeflüsse von der Heißgasströmung an den Temperatursensor und weiter an die Rohrwand durch Gl. 4-5 beschreiben. Die Gleichung beschreibt den Wärmeübergang aufgrund von erzwungener Konvektion am Sensor, die Wärmekapazität des Fühlers und damit das Aufheiz- bzw. Abkühlverhalten. Schließlich stellt Gl. 4-5 die Wärmeleitung von dem Sensor zur Rohrwand sowie die Wärmestrahlung an die Umgebung dar.

Zuvor wird die angewandte Methode zur Bestimmung der instationären Gastemperatur mit Hilfe von zwei Thermoelementen mit unterschiedlichen Ansprechzeiten vorgestellt. Die Methode beruht auf der Annahme, dass weder Strahlung, noch Leitung auftreten und die Temperatur gleichmäßig über den Fühler verteilt ist.

Die Wärmeleitung von dem Messfühler zur kalten Rohrwand wird durch den isolierten Mantel der Aufnahme und möglichst kleine Kontaktstellen zum Rohr minimiert (vgl. Abb. 4-6). Bei einer angenommenen Temperaturdifferenz zwischen Gas und Rohr von 150K /78/ und üblichen Wärmeleitkoeffizienten λ_i der beteiligten Werkstoffe /100/ ist für den betrachteten Betriebspunkt eine Temperaturungenauigkeit aufgrund von Wärmeleitung von ca. -2K realistisch.

Die Thermoelemente werden mit dreilagigen Strahlungsschutzschildern versehen. Bei der angenommenen Temperaturdifferenz zwischen Gas und Rohr sowie einem Strahlungskoeffizienten $\epsilon=0.5$ ändert sich die Sensortemperatur um weniger als -1K.

Die Annahme gleichverteilter Temperatur über den Messdraht ist aufgrund ausreichend niedriger Biot-Zahlen zulässig (vgl. 4.1.3.3).

Die Abhängigkeit zwischen den Zeitkonstanten und den geometrischen Abmessungen der Sensoren basiert auf der Nusseltkorrelation für umströmte Kugeln. Da diese Annahme für die gegebenen Thermoelemente nicht exakt ist, wird eine Ungenauigkeit des Exponenten m_{Re} angenommen. Eine Abweichung $\Delta m_{Re}=\pm 0.1$ führt zu einer Ungenauigkeit der Temperaturmessung in dem Messbereich des exemplarischen Betriebspunktes von $\pm 1K$.

Darüber hinaus beeinträchtigen Toleranzen der Messdrahtdurchmesser die Qualität der Berechnung der instationären Gastemperatur. Temperaturungenauigkeiten wegen Abweichungen von $\frac{\Delta D_{Sensor1}}{\Delta D_{Sensor2}} \sim 5\%$ können im repräsentativen Fall mit $\Delta T \sim \pm 2K$ abgeschätzt werden.

Fehler aufgrund der Filterung des Temperatursignals haben auf den spezifischen Messbereich keinen signifikanten Einfluss.

Der Thermostrom wird durch ein Kabel zu dem Messinstrument geleitet. Der temperaturabhängige elektrische Leitungswiderstand C_{Kupfer} des Kabels wird zuvor kalibriert. Wegen der sehr niedrigen Thermospannungen U_{Thermo} beeinflussen geringe Schwankungen des Leitungswiderstandes aufgrund von Temperaturänderungen der Umgebung die Thermospannung und somit das Messsignal (Gl. 4-20).

Gl. 4-20
$$U_{Thermo} = I_{Thermo} \cdot C_{Kupfer}(T_{Leitung}) \cdot \frac{L_{Leitung}}{A_{Leitung}}$$

Ungenauigkeiten von $10\mu\text{V}$ aufgrund von C_{Kupfer} -Schwankungen sind realistisch und führen zu einer Temperaturungenauigkeit von etwas weniger als $\pm 1\text{K}$.

Die Summe aller abgeschätzten Fehler der Gastemperaturmessung beläuft sich für den spezifischen Betriebspunkt auf $\Delta T = -7$ bis 4K . Einflüsse der Temperaturungenauigkeit auf den Turbinenwirkungsgrad können mit $\Delta \eta_T \sim \pm 0.01 \cdot \eta_T$, auf das Turbinendurchsatzverhalten mit $\Delta \dot{m}_{T\text{-red}} \sim \pm 0.015 \cdot \dot{m}_{T\text{-red}}$, auf die Schnelllaufzahl mit $\Delta S \sim \pm 0.005 \cdot S$ und auf das totalstatische Turbinenexpansionsverhältnis mit $\Delta \Pi_{T,ts} \sim \pm 0.001 \cdot \Pi_{T,ts}$ abgeschätzt werden.

Der instationäre **Turbinenmassenstrom**, welche nach /54/ gewöhnlich gleichmäßig über den Rohrquerschnitt verteilt ist, wird mit Hilfe einer stromaufwärts der Turbine installierten Messdüse ermittelt. Die Messung erfolgt, auf Basis der Annahme von St. Venant, über Ermittlung einer Druckänderung aufgrund der Verengung des Strömungsquerschnitts. Nach Abschnitt 4.1.3.3 kann die Genauigkeit dieser Annahme für instationäre Strömungen mit Hilfe einer CFD-Rechnung mit $\Delta \dot{m}_T \sim -2\% \cdot \dot{m}_T$ in dem spezifischen Messbereich abgeschätzt werden (vgl. Abb. 4-11). Die Berechnung beruht auf exakten geometrischen Daten der Düse sowie genauer Messungen von Temperaturen und Drücken.

Aufgrund von Fertigungstoleranzen kann der Strömungsquerschnitt um bis zu $\pm 1\%$ abweichen. Darüber hinaus hängt der Durchflusskoeffizient c_D von der lokalen Reynoldszahl ab. Wegen Iterations- und Interpolationsfehler ist eine Ungenauigkeit von $\Delta c_D \sim \pm 1.5\%$ im betrachteten Betriebsbereich plausibel. Die Beeinträchtigung der Qualität der instationären Massenstrombestimmung in dem spezifischen Bereich aufgrund von geometrischen Unsicherheiten wird mit $\Delta \dot{m}_T \sim \pm 0.5\% \cdot \dot{m}_T$ abgeschätzt.

Ferner beeinflussen Ungenauigkeiten der Temperaturmessung die Bestimmung der lokalen Strömungsgeschwindigkeit mit Hilfe der Querschnittsverengung. Die zuvor abgeschätzten Fehler ($\Delta T_{03} \sim \pm 1\% \cdot T_{03}$) beeinträchtigen die Berechnung der instationären Fluidgeschwindigkeit nicht signifikant.

Nach der Gaußsche Fehlerfortpflanzung belaufen sich die Ungenauigkeiten der Ermittlung des instationären Turbinenmassenstromes des exemplarischen Turbinenbetriebspunktes auf ca. $\pm 2.5\%$ des ermittelten Wertes. Beeinträchtigungen dieses Fehlers auf den Turbinenwirkungsgrad können mit $\Delta \eta_T \sim \pm 1.5\% \cdot \eta_T$ und auf den reduzierten Durchsatzkennwert mit $\Delta \dot{m}_{T\text{-red}} \sim \pm 2.5\% \cdot \dot{m}_{T\text{-red}}$ abgeschätzt werden. Das Turbinenexpansionsverhältnis sowie die Schnelllaufzahl werden von Ungenauigkeiten der Massenstrombestimmung wenig beeinflusst ($< 0.1\%$). Der Mittelwert des berechneten instationären Turbinenmassenstromes

wird mit der Messgröße, welche mit der kalibrierten Prüfstandssensorik ermittelt wird, verglichen, sodass der Fehler $\Delta \dot{m}_T$ teilweise kompensiert werden kann.

4.1.4.4 Zusammenfassung der Abschätzung aller Messungenauigkeiten

Zur Bewertung der Messgenauigkeit werden realistische Toleranzen und Randbedingungen der Versuchsdurchführung angenommen sowie ein gleichmäßiges, achsensymmetrisches Profil über den Strömungsquerschnitt zugrundegelegt /54/. Einflüsse auf die Ermittlung der Zielgrößen zur Beschreibung thermodynamischer Eigenschaften der Turboladerturbine werden im ungünstigsten Fall abgeschätzt. Abb. 4-12 stellt Beeinträchtigungen aller zuvor beschriebenen Messfehler auf den instationär ermittelten Turbinenwirkungsgrad und die Schnelllaufzahl einer charakteristischen Drehzahllinie dar. Darüber hinaus werden Ungenauigkeiten beider Zielgrößen aufgrund der fehlerhaften Temperaturmessung der stationären Untersuchung abgebildet ($\Delta T_{i-stat} = \pm 1K$).

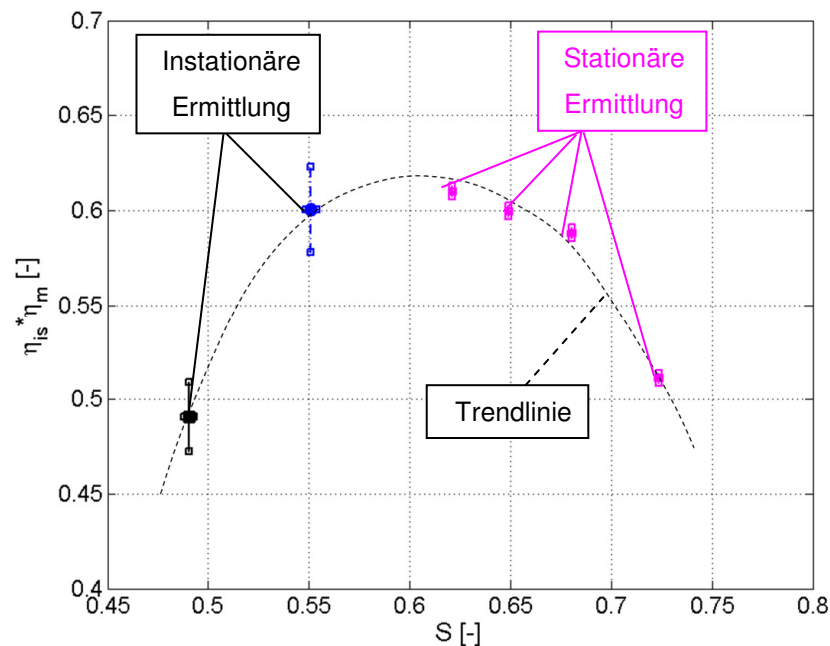


Abb. 4-12 Einfluss der Messungenauigkeiten auf die Wirkungsgradermittlung

$$\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}$$

Einflüsse von ΔT_{i-stat} auf das stationär ermittelte Turbinenwirkungsgradkennfeld sind sehr gering. Die Fehler der instationären Turbinenuntersuchung beziehen sich auf den in Abb. 4-22 dargestellten Messbereich repräsentativer Turbinenbetriebspunkte (vgl. 4.3.2). Im Gegensatz zur der Schnelllaufzahl ($\Delta S = 0.005 \cdot S$) wird der instationär gemessene Turbinenwirkungsgrad durch Messungenauigkeiten beträchtlich beeinflusst. Zusätzlich wird η_T durch die Ermittlung des Verdichterwirkungsgrades η_V entsprechend seines Betriebspunktes aufgrund von Wärmeströmen beeinträchtigt. Diese Einflüsse werden in Abschnitt 7.5 diskutiert. Ungenauigkeiten des instationär ermittelten Turbinenwirkungsgrades belaufen sich aufgrund von Messfehlern im betrachteten Betriebsbereich im ungünstigsten Fall auf $\Delta \eta_T = 0.045 \cdot \eta_T$. Durch sinnvolle Wahl des Betriebspunktes beider Strömungsmaschinen, indem der Verdichter überwiegend nahe seiner Stopfgrenze betrieben wird, können Beeinträchtigungen der instationären Untersuchung thermodynamischer Eigenschaften der Turboladerturbine reduziert werden (vgl. 4.3).

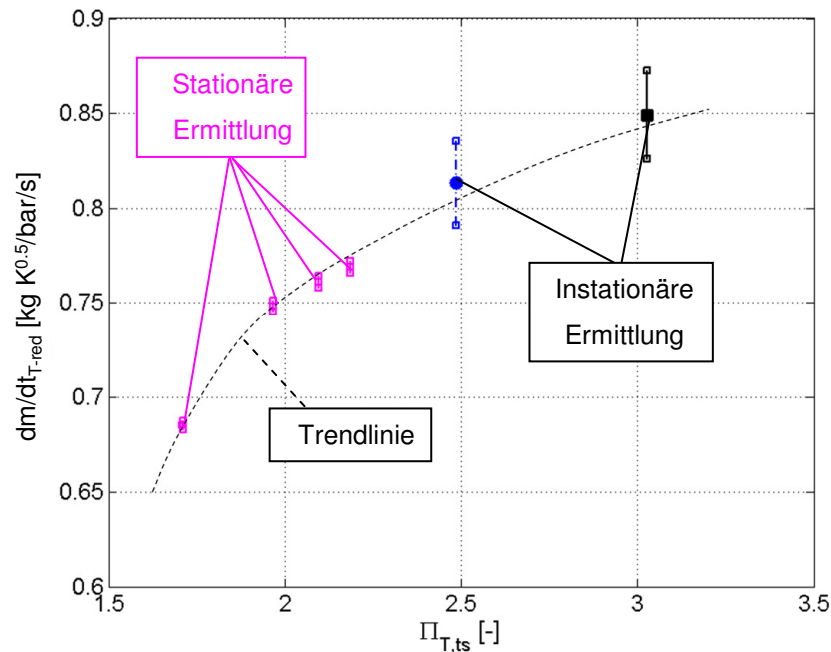


Abb. 4-13 Einfluss der Messungenauigkeiten auf das Turbinenschluckverhalten

$$\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}$$

Neben Wirkungsgrad und Schnelllaufzahl werden Ermittlungen des Expansionsverhältnisses und des Durchsatzverhaltens der Turboladerturbine von Messungenauigkeiten beein-

flusst. Abb. 4-13 stellt Einflüsse der Messfehler auf den stationär und instationär ermittelten Massendurchsatz in Abhängigkeit des Turbinenexpansionsverhältnisses für eine repräsentative Drehzahllinie dar. Die stationäre Turbinenuntersuchung wird durch ΔT_{i-stat} wenig beeinträchtigt. Gleichmaßen ist der Einfluss auf das instationär ermittelte Turbinenexpansionsverhältnis mit 0.1% des Mittelwertes gering. Der instationär gemessene Turbinendurchsatz wird aufgrund von Ungenauigkeiten der Massenstrom- und Temperaturbestimmung sowie des Berechnungsverfahrens mit $\Delta \dot{m}_{T-red} = 0.04 \cdot \dot{m}_{T-red}$ im betrachteten Betriebsbereich verhältnismäßig stark beeinträchtigt. Durch Abgleich des Mittelwertes des instationär ermittelten Turbinenmassenstromes mit kalibrierten $\overline{\dot{m}_{T-gem}}$ -Messungen kann diese Ungenauigkeit teilweise kompensiert werden.

4.1.5 Entwicklung eines numerischen Modells des Impulsprüfstandes

Zur Plausibilisierung instationärer Messungen, Analyse der Beschreibung des dynamischen Turboladerverhaltens in der 1D-Simulation und Untersuchung von Wechselwirkungen zwischen der Brennkammer und dem Impulsprüfstand wird ein entsprechendes numerisches Modell des erweiterten Prüfstandes entwickelt.

Zentrale Instrumente des in Abb. 4-4 dargestellten Impulsprüfstandes sind neben der Heißgasbrennkammer und dem Abgasturbolader, der Impulserzeuger sowie der Impulsdämpfer. Letztere Bauteile werden unter geometrischen sowie strömungstechnischen, akustischen und thermischen Gesichtspunkten zur Entwicklung eines geeigneten Simulationsmodells untersucht.

Alle strömungsführenden Komponenten des erweiterten Impulsprüfstandes werden in der Motorprozesssimulation nachgebildet. Zur Berechnung instationärer Vorgänge und der Verläufe von Druck und Temperatur ist eine gasdynamische Betrachtung des Gesamtsystems erforderlich. Neben der Geometrie aller Bauteile sind thermo- bzw. aerodynamische Größen, wie beispielsweise Druckverluste oder Wärmeübergänge aller Bauteile von großer Bedeutung. Die strömungsführenden Teile des Prüfstandes werden zur Modellierung ausführlich untersucht. Neben zahlreichen Drosselstellen, Rohrbögen und Verzweigungen wird das Durchströmverhalten der Auslassventile des Impulserzeugers analysiert.

Infolge aerodynamischer Vorgänge, wie beispielsweise Strömungsablösung oder Strahleinschnürung, verengt sich das Fluid im Ventilsplatt, wodurch der effektive Querschnitt der Strömung kleiner als der geometrische Querschnitt ist. Das Verhältnis zwischen dem Strömungsquerschnitt $A_{Ström}$ und dem geometrischen Öffnungsquerschnitt der Auslassventile A_{Geo} wird durch den Durchflusskoeffizienten c_D beschrieben (Gl. 4-21).

Gl. 4-21 $c_D = \frac{A_{\text{Ström}}}{A_{\text{Geo}}}$

Zur verlässlichen Beschreibung der pulsierenden Heißgasströmung in der Simulationsrechnung sind Kenntnisse des Durchflussverhaltens der Hubventile des Impulserzeugers unabdingbar. Die Durchströmung wird anhand des Einschnürverhaltens in Abhängigkeit des Ventilspaltes experimentell analysiert. Abb. 4-14 zeigt die Abhängigkeit des Durchflusskoeffizienten des Ventilspaltes der Hubventile c_D von dem Verhältnis zwischen Ventilhub h_{Ventil} und Ventilsitzdurchmesser D_{Ventil} des Impulserzeugers.

Darüber hinaus zeigt Abb. 4-14 schematisch die Einschnürung des Fluids zwischen dem Auslassventil und dem Ventilsitz, wodurch der effektive Strömungsquerschnitt $A_{\text{Ström}}$ verglichen zu A_{Geo} abnimmt.

Zur Ermittlung des Koeffizienten c_D in Abhängigkeit des Ventilhubes, wird ein stationäres, überkritisches Druckverhältnis über das zu untersuchende Auslassventil eingestellt. Kalibrierte Massenströmmesser der Prüfstandssensorik (vgl. Abschnitt 7.7) ermitteln den stationären Heißgasmassenstrom \dot{m}_{ein} durch den Ventilspalt.

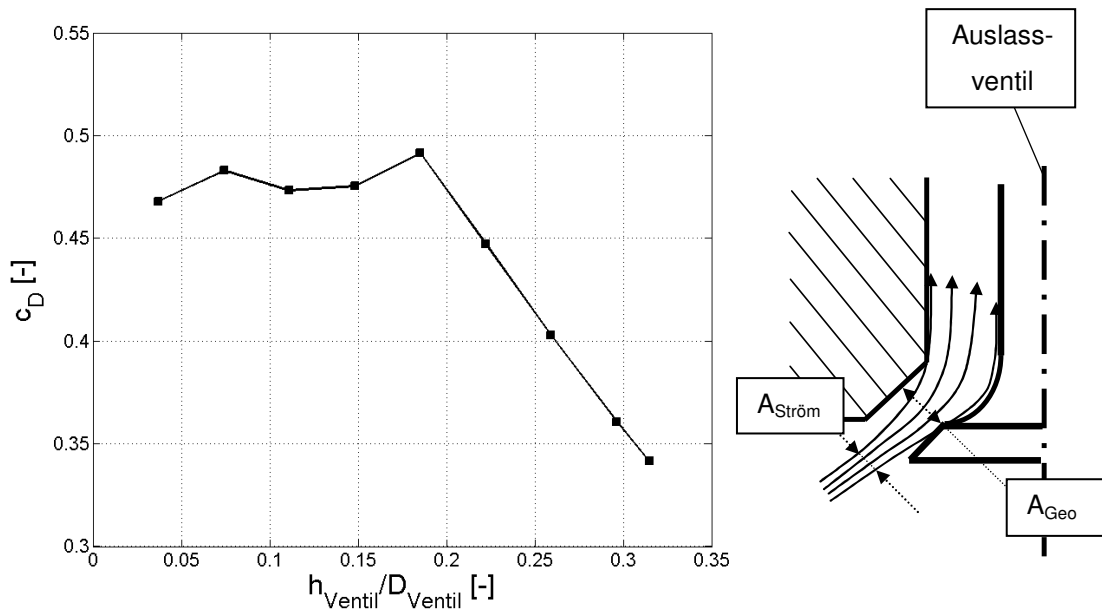


Abb. 4-14 Durchflusskoeffizient und Strömungsquerschnitt der Hubventile

Bei überkritischen Druckverhältnissen erreicht die Spaltströmung Schallgeschwindigkeit a , welche lediglich eine Funktion der lokalen, statischen Eintrittstemperatur ist (vgl. Gl. 7-11).

Aus der lokalen Schallgeschwindigkeit, der Dichte ρ_{ein} und dem Heißgasmassenstrom \dot{m}_{ein} kann nach Gl. 4-22 der Strömungsquerschnitt $A_{\text{Ström}}$ berechnet werden. Die Dichte ρ_{ein} wird durch den lokalen statischen Druck und die statische Temperatur iterativ bestimmt.

Gl. 4-22
$$A_{\text{Ström}} = \frac{\dot{m}_{\text{ein}}}{\rho_{\text{ein}} \cdot a}$$

Aus dem Verhältnis zwischen dem berechneten Strömungsquerschnitt $A_{\text{Ström}}$ und dem definiert eingestellten geometrischen Querschnitt A_{Geo} ergibt sich der Durchflusskoeffizient c_D des Ventilspaltes.

Zur Simulation der instationären Verläufe aller relevanten Parameter ist die gasdynamische Betrachtung des Systems von Bedeutung. Die Diskretisierung aller strömungsführenden Bauteile beeinflusst maßgeblich die Genauigkeit der Simulationsrechnung (Courant-Bedingung /13/). Wegen der besonderen Bedeutung des Impulsdämpfers für die Akustik des Systems, reicht für dieses Bauteil die Annahme konstanter Zustandsgrößen über den Rohrquerschnitt nicht aus. Das Volumen wird in eine Vielzahl sog. Flowsplits /29/ unterteilt. Im Gegensatz zu einem Rohrelement werden in „Flowsplits“ die Gleichungen zur Impulserhaltung in drei Raumrichtungen gelöst. Die skalaren Größen Masse und Energie werden vergleichbar mit einem Rohrelement im Volumenzentrum berechnet. Die Impulsgleichung wird hingegen gesondert an den Öffnungen des Elements in drei Raumrichtungen gelöst /27/. Die Modellierung des Dämpfungsvolumens mit Hilfe der Volumenelemente ermöglicht eine gute akustische Auslegung, obgleich Reibung und Wärmeströme in nur eine Richtung berechnet werden.

Wie bereits erwähnt, ist die Turbineneintrittstemperatur eine wesentliche Größe, welche die Charakteristik der Strömung und die thermodynamische Vermessung beeinflusst. Zur Übertragbarkeit von Resultaten der numerischen Berechnung auf den Versuchsaufbau, werden Wärmeübertragungen, Gastemperaturen etc. in der Simulationsrechnung den entsprechenden Werten des Versuchs angeglichen. Das gesamte Modell wird unter thermischen Gesichtspunkten untersucht. Wärmeübergänge an den Oberflächen des Impulsdämpfers sowie des Impulserzeugers werden entsprechend der Messungen optimiert.

Darüber hinaus wird die Brennkammer entsprechend der Prüfstandsausführung modelliert, um lokal Druck- und Temperaturverläufe im Betrieb mit der Impulserzeugungseinrichtung zu untersuchen. Drosselstellen, Rohrbögen und Verzweigungen werden unter akustischen Gesichtspunkten angepasst, sodass gasdynamische, aero- und thermodynamische Effekte am erweiterten Prüfstand detailliert analysiert werden können.

Mit Hilfe des entwickelten Simulationsmodells des erweiterten Prüfstandes (vgl. Abb. 4-16) können Messergebnisse auf Plausibilität überprüft werden. Darüber hinaus kann die numerische Beschreibung des dynamischen Verhaltens von Abgasturboladerturbinen in motorrelevanten Betriebsbereichen im Vergleich zu Resultaten der Messungen beurteilt werden.

4.2 Experimentelle und numerische Untersuchung des dynamischen Turboladerverhaltens am erweiterten Heißgasprüfstand

Auf Grundlage des entwickelten Impulsprüfstandes werden im Folgenden Einflüsse pulsierender Heißgasmassenströmung auf das Durchsatzverhalten und den Wirkungsgrad der Turboladerturbine (vgl. Tabelle 7-2) untersucht. Ergebnisse instationärer und stationärer Messungen am entwickelten Prüfstand werden mit Pulsationsfaktoren nach /124/ verglichen. Darüber hinaus werden die Resultate äquivalenter Simulationsergebnisse gegenübergestellt und Einflüsse der Turbinenmodellierung bzw. der Kennfeldextrapolation analysiert.

4.2.1 Beurteilung des dynamischen Turboladerverhaltens unter pulsierendem Heißgasmassenstrom

Zur Beurteilung von Einflüssen pulsierender Heißgasströmung auf das Turbinenverhalten ist der Vergleich mit äquivalenter, stationärer Turbinenbeaufschlagung sinnvoll. Zur rechnerischen Abschätzung von Einflüssen der pulsierenden Beaufschlagung werden in /124/ die Beiwerte α_{puls} und β_{puls} definiert (vgl. Gl. 4-23 und Gl. 4-24). Ersterer bezieht den tatsächlichen Turbinenmassenstrom bei pulsierender Strömung auf denjenigen, der bei äquivalenten, konstanten Mittelwerten des Druck- und Temperaturverlaufes vorhanden sein würde.

$$\text{Gl. 4-23} \quad \alpha_{\text{puls-app}} = \frac{\dot{m}_{\text{puls}}}{\dot{m}_{\text{stat}}} = \frac{\sum \dot{m}_{T-n}}{\dot{m}_{\text{stat}}} = \frac{\sum [\psi_{Tn} \cdot \rho_{3n} \sqrt{T_{3n}} \tau_n]}{\psi_{Tm} \cdot \rho_{3m} \sqrt{T_{3m}} \tau}$$

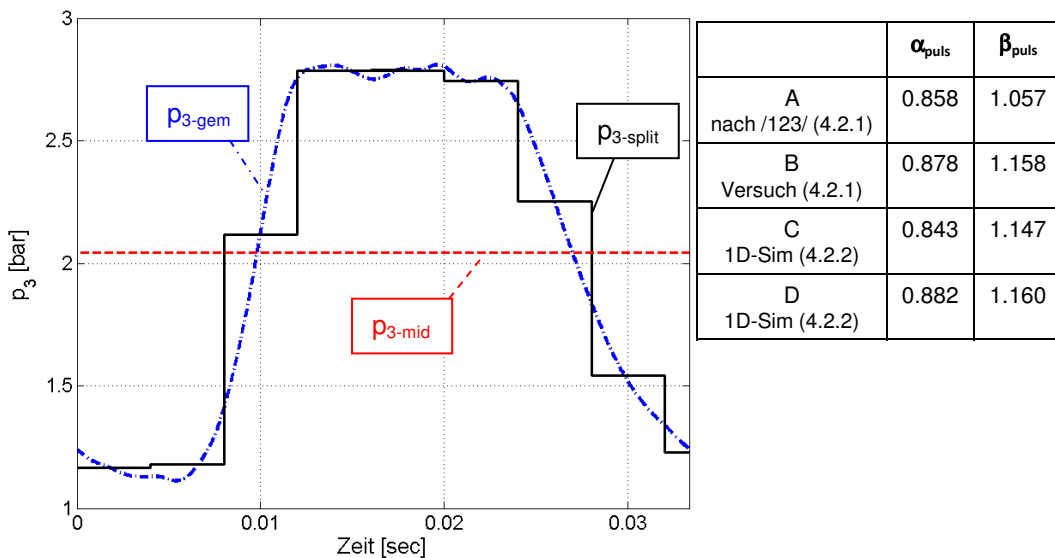
Der Energiebeiwert β_{puls} schätzt das Verhältnis der Enthalpien $H_{T-\text{puls}}$ bzw. $H_{T-\text{stat}}$ zwischen pulsierender und äquivalenter stationärer Turbinenbeaufschlagung ab.

$$\text{Gl. 4-24} \quad \beta_{\text{puls-app}} = \frac{H_{T-\text{pulse}}}{H_{T-\text{stat}}} = \frac{\sum [(h_{\text{ad-T}})_n \cdot \dot{m}_{T-n}]}{(h_{\text{ad-T}})_{\text{stat}} \cdot \sum \dot{m}_{T-n}}$$

Bei pulsierender Zuführung des Fluids, strömt bei unveränderter Drehzahl ein kleinerer Massenstrom durch die Turbine als bei stationärem Durchfluss, wenn ein Druckgefälle anliegt, welches dem arithmetischen Mittelwert des instationären Verlaufes entspricht. Der Massendurchsatzbeiwert α_{puls} ist stets kleiner oder gleich eins.

Da gegenüber dem Mittelwert bei größerem Druckgefälle auch immer ein verhältnismäßig größerer Anteil des Massenstromes mit höherer Gastemperatur transportiert wird, ist der Energiebeiwert β_{puls} stets größer oder gleich eins. Bei der messtechnischen Erfassung der zeitlichen Mittelwerte des Turbinenexpansionsverhältnisses und der Eintrittstemperatur scheint der Turbinenwirkungsgrad unter pulsierender Beaufschlagung somit immer größer als der tatsächliche.

Mit Hilfe der Beiwerte können die tatsächlichen Mittelwerte von Durchfluss und Turbinenarbeit bei pulsierender Beaufschlagung aus dem arithmetisch gemittelten Messwert der Temperatur $\overline{T_3}$ und dem instationären Druckverlauf $p_3(t)$ am Turbineneintritt abgeschätzt werden.



**Abb. 4-15 Zerlegung des Druckverlaufes zur Ermittlung von α_{puls} und β_{puls} /124/
(Abgasturbolader: Tabelle 7-2)**

Dazu wird eine Periode des gemessenen Druckstoßes in Teilstücke zerlegt. Abb. 4-15 zeigt exemplarisch den gemessenen instationären ($p_{3\text{-gem}}$, strichpunktiert), den in neun Segmente zerlegten ($p_{3\text{-split}}$, durchgehend) und den arithmetisch gemittelten Druckverlauf ($p_{3\text{-mid}}$, gestrichelt) unmittelbar vor dem Eintritt der Turbinenspirale (Versuchslader Tabelle

7-2). Der dargestellte Druckverlauf entspricht dem Turbinenbetriebspunkt bei einer mittleren reduzierten Drehzahl $\overline{n_{\text{ATL-red}}} = 6650 \frac{1}{\text{min} \cdot \sqrt{K}}$. Der Verdichter wird in der Mitte seines Kennfeldes betrieben.

Zur Beschreibung von Einflüssen der dargestellten pulsierenden Turbinenbeaufschlagung werden messtechnisch ermittelte, instationäre Massendurchsätze und Turbinenleistungen mit den entsprechenden Werten bei äquivalenter, stationärer Zuführung des Fluids verglichen (Zeile B). Die Resultate werden den Kennwerten nach /124/ gegenübergestellt (Zeile A). Weiterhin werden in Zeile C und D die Beiwerte numerischer Simulationsrechnungen auf Grundlage verschiedener Kennfeldextrapolationen dargestellt (vgl. 4.2.2).

Die arithmetischen Mittelwerte des Turbinenexpansionsverhältnisses $\overline{\Pi_{\text{T,ts-puls}}(t)}$ und der Turbineneintrittstemperatur $\overline{T_{03\text{-puls}}(t)}$ entsprechen bei pulsierender Beaufschlagung den Parametern $\Pi_{\text{T,ts-stat}}$ und $T_{03\text{-stat}}$ der stationären Untersuchungen.

Die Tabelle in Abb. 4-15 stellt in der Zeile A den nach Zinner /124/ abgeschätzten Einfluss der pulsierenden Heißgasströmung im Vergleich zu der stationären Turbinenbeaufschlagung anhand der Koeffizienten α_{puls} und β_{puls} dar. Ersterer beschreibt wie bereits erwähnt das Verhältnis zwischen dem Massenstrom bei pulsierender und bei stationärer Turbinenbeaufschlagung. Zur Ermittlung des Durchsatzbeiwertes α_{puls} wird aus den neun Segmenten des Druckprofils $p_{3\text{-split}}$ die instationäre Durchflussfunktion der Turbine ψ und nach Gl. 4-23 der Durchsatz \dot{m}_{puls} berechnet. Die instationäre Gastemperatur T_{3n} und die Dichte ρ_{3n} werden nach Gl. 7-13 mittels $p_{3\text{-split}}$ abgeschätzt. Das arithmetische Mittel von $\overline{\dot{m}_{\text{puls}}}$ wird durch den stationären Massenstrom \dot{m}_{stat} dividiert, der sich analog aus dem gemittelten Druckprofil $p_{3\text{-mid}}$ ergibt (vgl. Gl. 4-23). Weiterhin stellt β_{puls} den Quotienten zwischen der Turbinenleistung bei instationärer und äquivalenter stationärer Zuführung des Fluids dar. $H_{\text{T-puls}}$ errechnet sich nach

Gl. 4-24 aus \dot{m}_{puls} und der spezifischen Enthalpie $h_{\text{ad-T}}$, welche nach /124/ eine Funktion von $p_{3\text{-split}}$ ist (vgl. Gl. 7-33).

In Zeile B werden der am erweiterten Prüfstand instationär gemessene Turbinendurchsatz und die instationär ermittelte Turbinenleistung mit den Größen äquivalenter stationärer Messungen verglichen. Das Turbinenexpansionsverhältnis und die Turbineneintrittstemperatur der stationären Vermessung stimmen mit den entsprechenden arithmetischen Mittelwerten der instationären Untersuchung überein. Der Durchsatzbeiwert wird aus dem Quotienten des zeitlichen Mittels des instationär ermittelten Massenstromes $\overline{\dot{m}(t)_{\text{puls}}}$ und dem

stationären Turbinenmassenstrom $\dot{m}_{\text{stat}} \left| \frac{\Pi(t)_{\text{T-puls}}}{\Pi(t)_{\text{T-stat}}} \right|$ gebildet. Der Energiebeiwert ergibt sich analog aus dem Mittelwert der instationär gemessenen Turbinenleistung (vgl. Gl. 2-16) dividiert durch $P_{\text{T-stat}} = P_{\text{V-stat}}$

Beide Koeffizienten zur Abschätzung von Pulsationseinflüssen in Zeile A sind niedriger als die messtechnisch ermittelten Verhältnisse zwischen pulsierender und äquivalenter stationärer Turbinenbeaufschlagung in Zeile B. Annahmen zur Herleitung der Berechnungsformeln von α_{puls} und β_{puls} auf Grundlage von $p_{3\text{-split}}$ sowie Messungenauigkeiten $\Delta \dot{m}_i$ und ΔH_i führen zu Abweichungen zwischen den nach /124/ rechnerisch abgeschätzten und gemessenen Einflüssen der pulsierenden Heißgasströmung auf das dynamische Verhalten der Turboladerturbine.

Durch Zerlegung des instationären Druckprofils in $p_{3\text{-split}}$ kann das Schluckverhalten der Turbine bei pulsierender Beaufschlagung verhältnismäßig gut abgeschätzt werden. Die Beschreibung von Einflüssen auf den Turbinenwirkungsgrad und damit auf die technische Leistung der Strömungsmaschine, ist bei gegebener Zerlegung des Druckverlaufes durch den Koeffizienten β_{puls} nicht befriedigend.

Darüber hinaus zeigt die Tabelle in Abb. 4-15 in Zeile C und D die Qualität der numerischen Beschreibung des dynamischen Turboladerverhaltens in dem spezifischen Betriebspunkt. Die Koeffizienten α_{puls} und β_{puls} werden auf Basis von instationären und äquivalenten stationären 1D-Simulationsergebnissen berechnet. Für einen zuverlässigen Vergleich zwischen den Versuchs- und Berechnungsergebnissen werden die Randbedingungen der Simulationsrechnung - Turbineneintrittstemperatur, Turbinenexpansionsverhältnisses und Laderdrehzahl - entsprechend den Messungen in Zeile B definiert. Im folgenden Abschnitt wird die numerische Beschreibung des Turboladerverhaltens unter pulsierender Beaufschlagung diskutiert.

4.2.2 Beurteilung der numerischen Beschreibung des dynamischen Abgasturboladerverhaltens

Zur Beurteilung der Qualität der numerischen Beschreibung des dynamischen Turboladerverhaltens, werden berechnete Durchsatz- und Leistungsverhalten der Turbine unter pulsierender Beaufschlagung mit Simulationsergebnissen unter äquivalenten stationären Bedingungen verglichen (Betriebspunkt: vgl. Abb. 4-15). Vergleichbar zum vorangegangenen Abschnitt werden die Beiwerte α_{puls} und β_{puls} (vgl. Gl. 4-23 und

Gl. 4-24) bestimmt und den Ergebnissen entsprechender Messungen (Zeile B) gegenüberstellen.

Abb. 4-16 stellt das GT-Power Simulationsmodell zur numerischen Untersuchung des dynamischen Turboladerverhaltens dar.

Die Tabelle in Abb. 4-15 zeigt in Zeile C, dass bei identisch pulsierenden Turbineneintrittsbedingungen die Koeffizienten auf Basis der 1D-Berechnungsergebnisse von den Beiwerten auf Grundlage der Messungen in Zeile B abweichen. Die numerischen Untersuchungen des Turboladerverhaltens werden auf Grundlage stationär ermittelter Turbinenkennfelder und gewöhnlichen Extrapolationseinstellungen durchgeführt. Der numerisch berechnete Massendurchsatz sowie die Leistung der Turbine unter pulsierender Beaufschlagung sind im Vergleich zu den Messungen niedriger. Aufgrund der instationären Turbinenbeaufschlagung mit dem dargestellten Druckprofil wird die Strömungsmaschine größtenteils außerhalb messtechnisch definierter Betriebsbereiche der Turbine betrieben.

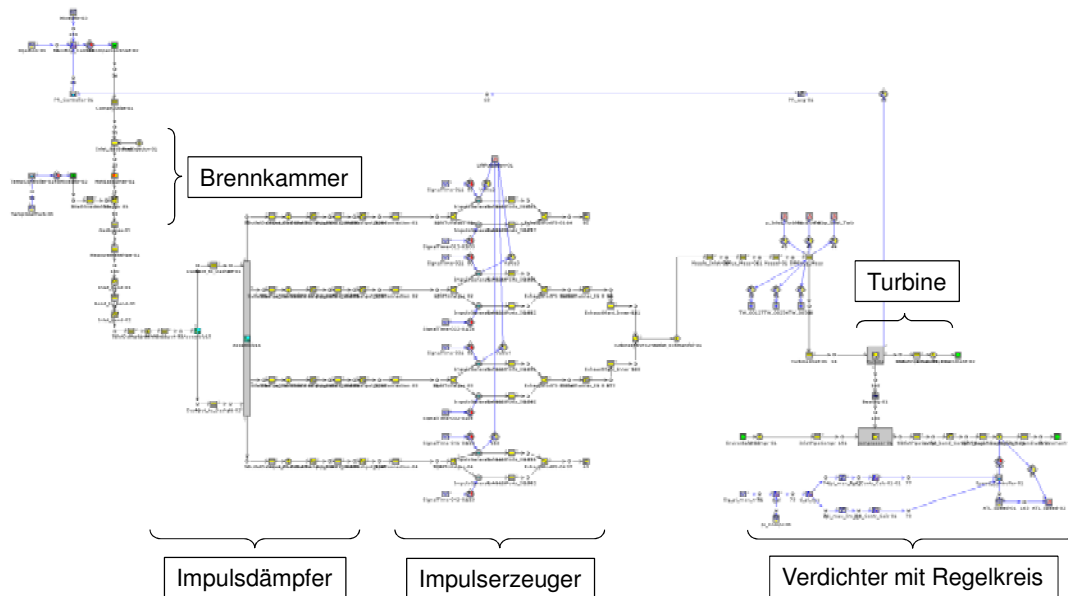


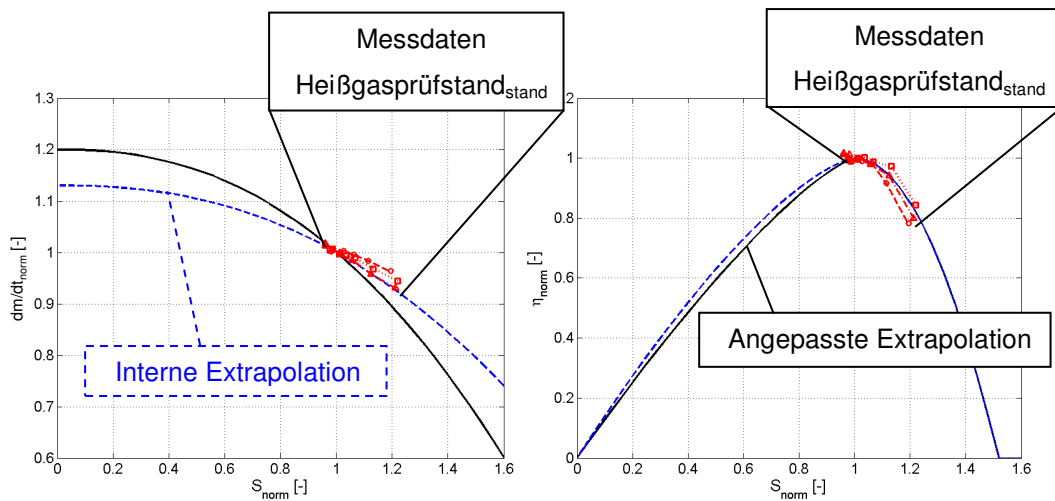
Abb. 4-16 Darstellung des Simulationsmodells (GT-Power)

Die stationär ermittelten Kennfelder reichen zur Beschreibung thermodynamischer Eigenschaften der Turboladerturbine in dem spezifischen Betriebspunkt nicht aus und müssen extrapoliert werden. Die Kennfeldextrapolationen der Simulationsrechnung basieren auf internen Berechnungsroutinen. Diese berechnen die Koeffizienten zur Extrapolation der Turbinenkennfelder auf Basis allgemeiner aerodynamischer Eigenschaften von Turbomaschi-

nen /29/. Die Erweiterungen haben wesentlichen Einfluss auf die Genauigkeit der Berechnung des dynamischen Turbinenverhaltens unter motorrealistischen Betriebsbedingungen. Das Resultat in Abb. 4-15 Zeile C suggeriert unzureichende Beschreibungen des dynamischen Turboladerverhaltens auf Basis standardmäßiger Extrapolationen der stationär ermittelten Turbinenkennfelder in der Simulationsrechnung.

Zur Angleichung der Koeffizienten α_{puls} und β_{puls} auf Basis der numerisch berechneten und gemessenen Größen, werden die Parameter der Extrapolation der Massendurchsatz- und Wirkungsgradkennfelder in der Simulationsrechnung angepasst.

Niedrigere α_{pulse} -Werte auf Basis der Simulationsergebnisse deuten auf zu niedrige Massendurchsatzkennwerte für den spezifischen Turbinenbetriebspunkt. Zur Angleichung des numerisch berechneten Turbinenmassendurchsatzes an die Messergebnisse werden die Koeffizienten zur Erweiterung des Durchsatzkennfeldes in der Simulationssoftware angepasst /29/.



**Abb. 4-17 Extrapolation von Durchsatz- und Wirkungsgradkennfeld der Turbine
(Simulationsergebnisse)**

Abb. 4-17 stellt links die normierten Durchsatzkennfelder auf Basis der Standard- (gestrichelt) und der angepassten Extrapolationseinstellungen (durchgehend) dar. Die Messdaten definieren einen sehr kleinen Bereich des Turbinenbetriebes. Zur Anpassung des Massenstrombeiwertes α_{pulse} wird der Gradient des normierten Turbinendurchsatzes über S_{norm} verringert. Der Turbinenmassenstrom nimmt somit auf Grundlage der angepassten Extrapolation bei hohen Enthalpiegefällen über die Turboladerturbine bzw. niedrigen Laufzahlen zu.

Die Zunahme des Turbinendurchsatzes erhöht gleichzeitig bei gegebenem Expansionsverhältnis die Turbinenleistung. Zur Angleichung der Energiebeiwerte β_{pulse} wird parallel die Extrapolation des Wirkungsgradkennfeldes angepasst. Abb. 4-17 stellt rechts den normierten Turbinenwirkungsgrad über der normierten Schnelllaufzahl der Turbine dar.

Für $S_{\text{norm}} < 1$ nimmt der Turbinenwirkungsgrad im Vergleich zu η_T auf Grundlage der Extrapolation mit Standardeinstellungen der Software ab. Der Bereich hoher Laufzahlen wird zur Anpassung von β_{pulse} nicht verändert. Durch entsprechende Einstellungen der Extrapolation beider Turbinenkennfelder werden die Koeffizienten zur Beschreibung des stationären Durchsatz- und Leistungsverhaltens der Turboladerturbine in dem spezifischen Betriebspunkt angeglichen. Auf Basis der angepassten Kennfelder können die arithmetischen Mittelwerte $\overline{\dot{m}_{T\text{-sim}}} \sim \overline{\dot{m}_{T\text{-gem}}}$ und $\overline{P_{T\text{-sim}}} \sim \overline{P_{T\text{-gem}}}$ in dem spezifischen Betriebspunkt im Vergleich zur Messung numerisch gut beschrieben werden (vgl. Abb. 4-15, Zeile B und D).

Gleichwohl führt eine Änderung des Arbeitspunktes der Abgasturboladerturbine zu abweichenden Koeffizienten von α_{puls} und β_{puls} zwischen Messergebnissen und Resultaten von Simulationsrechnungen auf Basis der in Abb. 4-17 dargestellten, angepassten Kennfeldextrapolationen. Die Extrapolationen beider Turbinenkennfelder werden durch mehrere Koeffizienten spezifiziert. Eine eindeutige Beschreibung der Kennfelder außerhalb der stationär ermittelten Messpunkte auf Basis eines Betriebspunktes ist schwierig. Für die numerische Simulation des dynamischen Turboladerverhaltens ist die messtechnische Untersuchung thermodynamischer Eigenschaften der Turboladerturbine in motorrelevanten Betriebsbereichen und somit eine Erweiterung des standardmäßigen Messbereiches unbedingt notwendig.

4.3 Ermittlung von erweiterten Turbinenkennfeldern in motorrelevanten Betriebsbereichen

Vorangegangene Untersuchungen zeigen, dass die numerische Beschreibung stationärer Betriebszustände mit standardmäßig stationär ermittelten Turbinenkennfeldern unsicher ist. Da Einflüsse stationärer Effekte der Turbinenkanalströmung in der 1D-Simulationsrechnung vernachlässigt werden können ($Rn < 1, /4/$), kann die Extrapolation der Turbinenkennfelder als größte Unbekannte genannt werden (vgl. 7.4).

Auf Grundlage zusätzlicher Messpunkte in den relevanten Bereichen kann die Qualität der Berechnungen signifikant verbessert und thermodynamische Eigenschaften der Turboladerturbine im Motorbetrieb numerisch belastbar beschrieben werden. Abgasturbolader

können somit optimal an die Verbrennungskraftmaschine angepasst werden, wodurch Leistungs- und Emissionsverhalten des Motors deutlich verbessert werden können.

Zur Ermittlung erweiterter Wirkungsgrad- und Massendurchsatzkennfelder von Radialturbinen, wird mit Hilfe des entwickelten Prüfstandes die Turboladerturbine mit pulsierendem Heißgas beaufschlagt. Durch periodisches Beschleunigen und Verzögern des Läufers während eines Druckstoßes, wird die Aufnahme der Turbinenleistung signifikant erhöht. Gegenüber der stationären Vermessung nimmt die Leistungsaufnahme entsprechend der Beschleunigung und des Trägheitsmomentes des Läufers zu (vgl. Gl. 2-18).

Während der periodischen Drehzahlschwankungen des Turboladers durch pulsierende Heißgasströmung, wird die Turboladerturbine, bei ausreichend steilen Druckgradienten, kurzzeitig bei niedrigen bzw. hohen Schnelllaufzahlen betrieben. Zur instationären Bestimmung der Turbinencharakteristik in diesen Betriebsbereichen, sind schnelle Messungen aller notwendigen Messgrößen erforderlich.

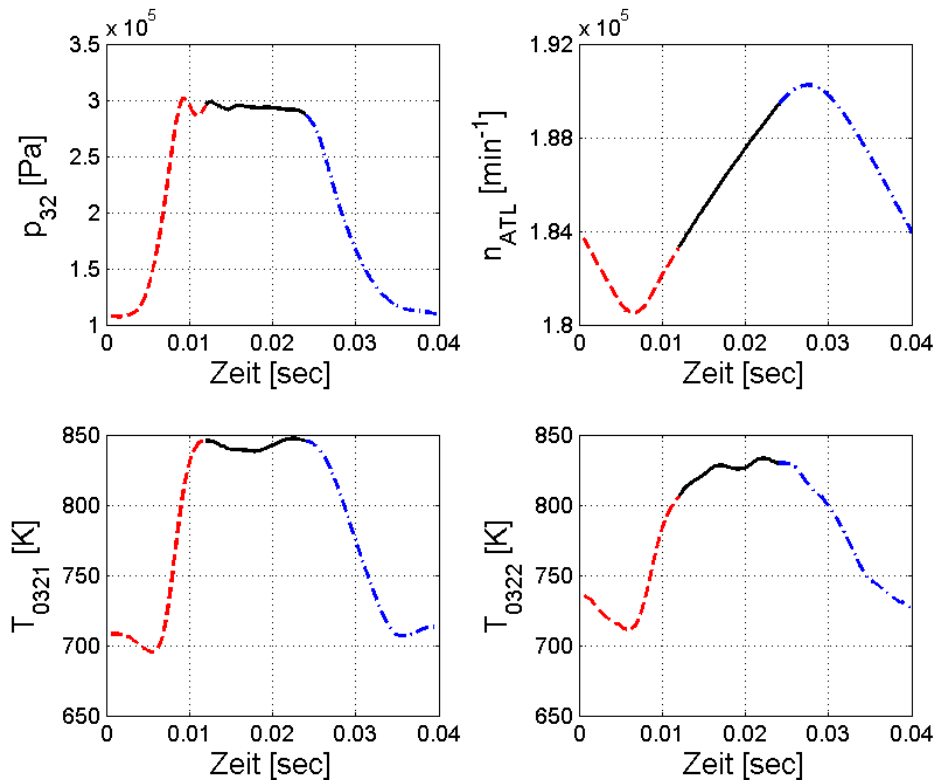


Abb. 4-18 Instationäre Messgrößen

Abb. 4-18 zeigt die instationär ermittelten Messgrößen zur Beschreibung thermodynamischer Eigenschaften der Turbinenströmung. Die Frequenz f der pulsierenden Heißgas-

strömung entspricht für den dargestellten Betriebspunkt 25Hz. Der Verdichter wird nahe seinem Leistungsmaximum an der Stopfgrenze betrieben. Aus dem instationären, statischen Druck p_{32} , der Totaltemperaturen T_{0321} und T_{0322} und der Laderdrehzahl n_{ATL} können die in Abb. 4-19 dargestellten Rechengrößen ermittelt werden. Das total-statische Turbinenexpansionsverhältnis $\Pi_{T,ts}$ wird aus den instationär gemessenen statischen Drücken p_{32} und p_4 , der lokalen Eintrittsgeschwindigkeit c_{32} und der statischen Dichte ρ_3 am Turbineneintritt iterativ berechnet. Die totale Gastemperatur T_{032} wird mit Hilfe des Kompensationsverfahrens ermittelt. Dazu werden die Temperatursignale T_{0321} und T_{0322} zweier sehr dicht aneinander positionierter Thermoelemente mit verschiedenen Ansprechverhalten bestimmt (vgl. 4.1.3).

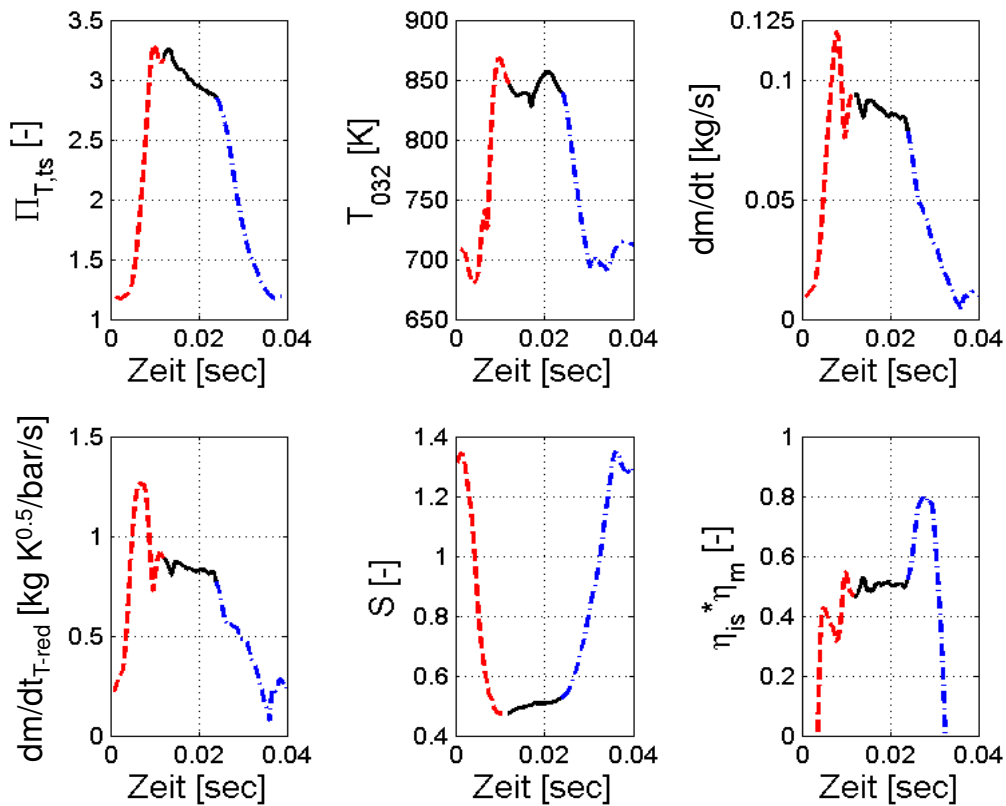


Abb. 4-19 Instationäre Rechenergebnisse

Der instationäre Turbinenmassenstrom wird mit Hilfe der zuvor beschriebenen Querschnittsverengung vor dem Turbineneintritt bestimmt, woraus durch Reduzierung mit $\sqrt{T_{03}(t)}$ und $p_{032}(t)$ der instationäre Turbinendurchsatzkennwert $\dot{m}_{T-red}(t)$ errechnet wird. Da Totaldrücke und statische Temperaturen messtechnisch schwierig zu ermitteln sind, wer-

den statische und totale Rechengrößen aus den instationären Messgrößen iterativ ermittelt (Konvergenzkriterium: $|i_{n+1} - i_n| \leq 10^{-6}$). Während eines Druckstoßes wird die Abgasturboladerturbine kurzzeitig bei sehr niedrigen Verhältnissen zwischen der Umfangsgeschwindigkeit $u_{T\text{-ein}}$ und der isentropen Düsengeschwindigkeit c_s betrieben. Mit zunehmendem Gradient der steigenden Flanke eines Druckstoßes der pulsierenden Heißgasströmung, steigt die Aufnahme der Turbinenleistung durch die zusätzliche Beschleunigung des Läufers. Während bereits ein hohes Enthalpiegefälle über die Turbine anliegt, folgt die Drehzahl des Läufers dem Druckanstieg aufgrund seiner Trägheit verzögert.

Kurzzeitig wird die Turbine bei hohem $\Delta H_{T, is}$ und niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten und folglich bei niedrigen Laufzahlen betrieben. Durch die zusätzliche Leistungsaufnahme durch die Beschleunigung des Läufers, kann der Turbinenbetriebsbereich gegenüber dem stationären Betrieb deutlich erweitert und messtechnisch bestimmt werden. Abb. 4-20 stellt die zeitlichen Verläufe des phasenkorrigierten (vgl. Gl. 4-17) statischen Druckes p_{32} unmittelbar vor dem Eintritt der Turbinenspirale und der Laderdrehzahl n_{ATL} zur gleichen Zeit dar.

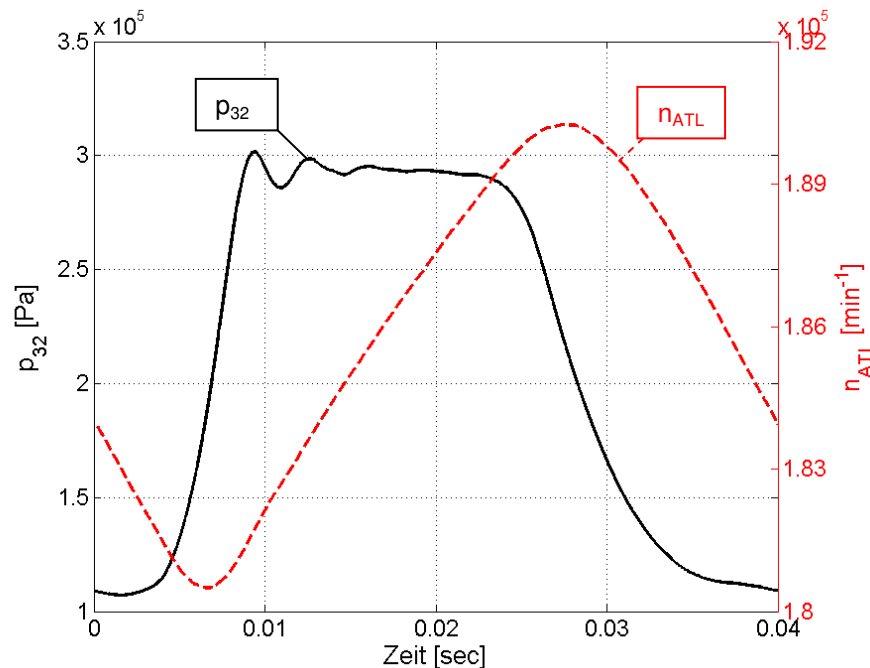


Abb. 4-20 Instationäre Messgrößen; statischer Turbineneintrittsdruck und Drehzahl
 $T_{03}=770\text{K}$

Die Darstellung zeigt den zeitlichen Verzug zwischen den Größen p_{32} und n_{ATL} , wodurch die Turboladerturbine temporär bei niedrigen bzw. hohen Laufzahlen S betrieben wird. Der

Abgasdruck p_{32} verharrt auf einem hohen Niveau, während die Umfangsgeschwindigkeit der Turbineneintrittskante $u_{T\text{-ein}}$ zeitverzögert zunimmt. Während eines Auslassdruckstoßes steigt die verfügbare spezifische Abgasenthalpie $\Delta H_{T, is}$ sprunghaft. Die isentrope Düsen-
geschwindigkeit c_s steigt, während die Umfangsgeschwindigkeit $u_{T\text{-ein}}$ relativ niedrig ist. Die Turboladerturbine wird kurzzeitig bei niedrigen Schnelllaufzahlen betrieben. Bevor die Drehzahl des Läufers weiter ansteigt, fällt der Druck in der Turbinenzuleitung, wodurch die verfügbare Abgasenthalpie abnimmt. Die Turboladerdrehzahl sinkt, woraufhin eine mittlere Umfangsgeschwindigkeit $\overline{u_{T\text{-ein}}}$ gewährleistet wird. Der Vorgang wiederholt sich periodisch.

Neben dem Turbinenbetrieb bei niedrigen Schnelllaufzahlen mit Hilfe der instationären Turbinenbeaufschlagung, werden definierte Verhältnisse erzeugt, um thermodynamische Eigenschaften des Turboladers messtechnisch zuverlässig bestimmen zu können.

Verschiedene dynamische Effekte beeinflussen die Messungen der instationären Turbinenuntersuchung. Wesentlicher Faktor ist die Befüllung und Entleerung aller Volumen während eines Druckstoßes. Sowohl der Turbinen- als auch der Verdichterbetrieb werden von diesen Effekten beeinflusst. Steigt der Druck p_{032} während eines Auslassdruckstoßes vor der Turboladerturbine und nimmt damit die verfügbare Abgasenthalpie zu, wird der Läufer beschleunigt. Mit steigender Laderdrehzahl nimmt die Verdichterleistung zu, woraufhin der zunehmende Verdichtervolumenstrom das Volumen stromabwärts der Arbeitsmaschine befüllt.

Zur Beschreibung des instationären Verdichterbetriebes werden der instationäre Wirkungsgrad und Durchsatz auf Basis der schnellen Drehzahl- $n_{ATL}(t)$ und Ladedruckmessung $p_2(t)$ in dem stationär ermittelten Verdichterkennfeld interpoliert.

Der Verdichterbetriebspunkt wird standardmäßig durch die stromabwärts positionierte Gegendruckeinheit eingestellt. Mittels Schließen einer Drosselklappe wird das Verdichterdrukverhältnis entlang einer Drehzahllinie erhöht. Gleichzeitig nehmen der Volumenstrom und zugleich die Leistung der Strömungsmaschine ab. Nahe der Verdichterpumpgrenze fördert der Verdichter gegen einen engen Strömungsquerschnitt, wodurch der Druck p_2 steigt und der Massendurchsatz \dot{m}_v sinkt. Während des Beschleunigungsvorganges wird der Druckanstieg p_2 durch die Befüllung des Volumens zwischen Verdichteraustritt und Gegendruckeinheit beeinflusst. Im Verdichterkennfeld äußert sich dieser Vorgang in einer Hysterese, die in Abb. 4-21 (strichpunktiert) dargestellt ist.

Die Darstellung zeigt die numerisch berechneten Verläufe instationärer Verdichterbetriebe nahe der Pump- und Stopfgrenze bei Turbinenbeaufschlagungen mit repräsentativen Druckstoßen bei einer mittleren Drehzahl $\overline{n_{ATL}}(t) = 185000 \text{ min}^{-1}$ und Drehzahlschwankungen von $\pm 5000 \text{ min}^{-1}$. Wegen der Hysterese ist die Interpolation des instationären Verdichterbet-

riebes nahe der Pumpgrenze im stationär vermessenen Kennfeld, basierend auf $p_2(t)$ und $n_{ATL}(t)$, schwierig.

Durch Reduzierung des Verdichtergegenendrucks nimmt das Druckverhältnis $\Pi_{V,tt}$ der Arbeitsmaschine bei konstanter Laderdrehzahl ab. Gleichzeitig steigt der Verdichtermassenstrom \dot{m}_V , bis er an der Verdichterstopfgrenze sein Maximum erreicht. Nahe der Stopfgrenze resultiert die Beschleunigung des Läufers überwiegend in einer Zunahme des Verdichtermassenstromes. Der Ladedruck p_2 steigt aufgrund des weit geöffneten Drosselschiebers der Gegendruckeinheit nicht signifikant. Die Änderung von \dot{m}_V ist näherungsweise proportional zu der Drehzahländerung des Läufers.

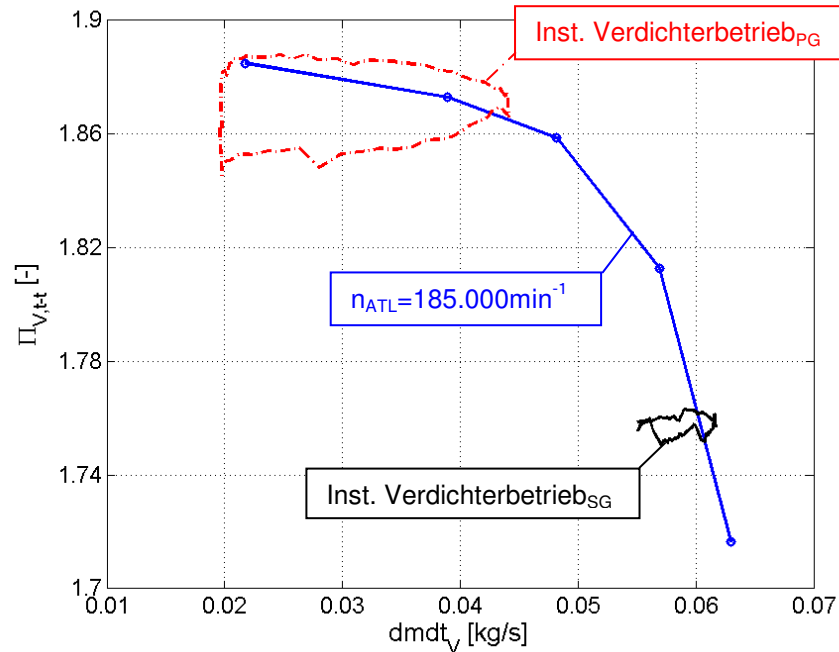


Abb. 4-21 Schwankungen des instationären Verdichterbetriebes in Abhängigkeit seines Betriebspunktes ($n_{ATL} = 185.000 \pm 5000 \text{ min}^{-1}$, Simulationsergebnisse)

Abb. 4-21 zeigt, dass der hysteresis Verlauf des instationären Verdichterbetriebes nahe der Stopfgrenze (durchgehend) deutlich geringer als nahe der Verdichterpumpgrenze ist. Der instationäre Verdichterbetrieb kann nahe der Verdichterstopfgrenze durch Interpolationen, orthogonal zur Drehzahllinie, im Verdichterkennfeld belastbarer beschrieben werden. Neben der Reduzierung der Füll- und Entleereffekte des Volumens stromabwärts des Verdichters, werden Wärmeströme von dem Betrieb der Strömungsmaschine beeinflusst. Einflüsse von Wärmeströmen auf die Ermittlung des nicht-adiabaten Verdichterwirkungsgra-

des η_{V-dia} sind nahe der Verdichterstopfgrenze deutlich geringer als nahe der Pumpgrenze /100/, /9/, Abschnitt 7.5. Zur Minimierung von Ungenauigkeiten seitens des instationären Verdichterbetriebes sind dynamische Turbinenuntersuchungen genauer, wenn der Verdichter nahe seiner Stopfgrenze betrieben wird. Die instationären Messgrößen $p_{032}(t)$, $T_{032}(t)$ und $\dot{m}_T(t)$ werden zur Bestimmung der isentropen Turbinenleistung in der Messebene 35mm vor dem Eintritt in die Turbinenspirale ermittelt. Zur Erzeugung technischer Arbeit an den Turbinenschaufeln, muss das Fluid von der Messebene zu der Strömungsmaschine transportiert werden. Der zeitliche Verzug zwischen den instationären Messgrößen und den thermodynamischen Eigenschaften des Fluids, welches im Schaufelkanal der Turbine Leistung erbringt, basiert auf der lokalen Konvektionsgeschwindigkeit (Gl. 4-17). Die zuverlässige Beschreibung der Kanalströmung, basierend auf der Phasenverschiebung der Messgrößen, setzt quasi-stationäre Bedingungen voraus. Für eine verlässliche Messung müssen an der Messebene und im Schaufelkanal, wo das Fluid Arbeit verrichtet, kurzzeitig gleiche Strömungsbedingungen herrschen, um die Charakteristik der Kanalströmung ermitteln zu können. Während eines Auslassdruckstoßes steigt das Enthalpiegefälle über die Turboladerturbine schlagartig an. Während der steigenden Flanke des Druckstoßes befüllt die pulsierende Heißgasströmung die Volumen zwischen der Messebene und der Turbinenspirale, der Spirale und der Schaufelkanäle. Sind die Volumen vollständig befüllt, stellen sich anschließend kurzzeitig nahezu stationäre Zustände der instationären Strömung ein. Während dieser quasi-stationären Zustände entsprechen die thermodynamischen Strömungsgrößen in der Messebene den Fluideigenschaften im Schaufelkanal der zu untersuchenden Strömungsmaschine. Die phasenkorrigierten Messgrößen beschreiben somit die aerodynamischen Zustände in den Strömungskanälen der Turbine. Die Messung liefert belastbare Ergebnisse.

Schließen die Auslassventile, sinkt der Druck in der Turbinenzuleitung und die Volumen entleeren sich. Abb. 4-22 zeigt eine repräsentative Phase des statischen Druckes p_{32} vor der Turboladerturbine der pulsierenden Heißgasströmung. Während der steigenden Flanke des Druckstoßes (gestrichelt) werden die Volumen von der Messstelle bis zum Schaufelkanal befüllt. Verharrt p_{32} in dem anschließenden Druckplateau (durchgehende Linie), sind die Volumen der Rohrleitung, der Spirale und der Schaufelkanäle vollständig befüllt und quasi-stationäre Zustände stellen sich kurzzeitig ein. Die Kanalströmung kann durch die phasenkorrigierten Messgrößen in der Messebene charakterisiert werden. Darauf folgend entleeren sich die Volumen, während der Druck in der Abgasleitung und somit das Enthalpiegefälle über die Turboladerturbine sinkt (strichpunktiert). Der Vorgang wiederholt sich periodisch.

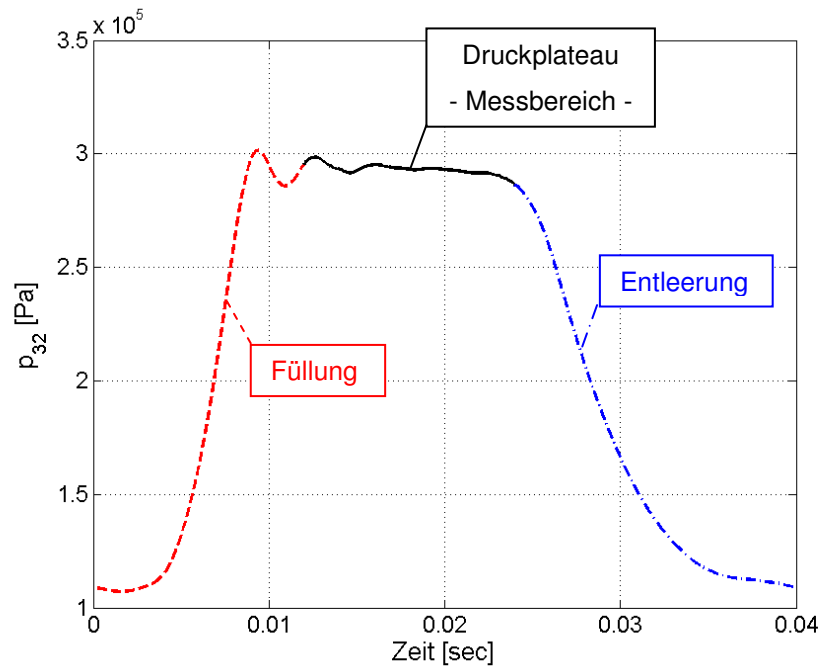


Abb. 4-22 Instationärer Druckverlauf am Turbineneintritt

Zur Erzeugung des für die Messung notwendigen Druckverlaufes sind die Volumen des Impulsdämpfers und die Drosselstellen stromaufwärts des Impulserzeugers auf den spezifischen Betriebsbereich des zu untersuchenden Abgasturboladers angepasst.

Während der offenen Phase der Auslassventile des Impulserzeugers muss das Druckniveau vor der Turboladerturbine kurzzeitig verharren. Die Dämpfungsvolumen entleeren sich definiert, sodass quasi-stationäre Zustände am Turbineneintritt herrschen. Entsprechend der Volumen und der stromauf- bzw. stromabwärts des Impulsdämpfers positionierten Drosselblenden, werden die Abgasleitungen vor der Turbine definiert befüllt, wodurch sich kurzzeitig quasi-stationäre Zustände am Turbineneintritt einstellen.

Abb. 4-23 zeigt den Einfluss der Füll- und Entleereffekte sowie der quasi-stationären Zustände während des Messbereiches auf den instationär ermittelten Turbinenwirkungsgrad $\eta_{is}\eta_m$ über der Laufzahl S im Vergleich zur stationären Ermittlung. Die stationäre Turbinenvermessung erfolgt durch Variation der Leistungsaufnahme des Verdichters. Mit zunehmender Leistungsaufnahme kann die Turbine bei unveränderter Laderdrehzahl und niedrigen Schnelllaufzahlen betrieben werden. Zur Steigerung der Verdichterleistungsaufnahme wird der Betriebspunkt der Arbeitsmaschine entlang einer Linie konstanter Drehzahl von

der Pumpgrenze bis zur Stopfgrenze gefahren, indem der Verdichtergegenndruck sukzessive reduziert und der Volumenstrom erhöht wird.

Die Darstellung zeigt die thermodynamischen Eigenschaften der Turboladerturbine bei einer mittleren reduzierten Turboladerdrehzahl $\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6650 \frac{1}{\text{min} \cdot \sqrt{K}}$ und einer zeitlich gemittelten Turbineneintrittstemperatur $\overline{T_{03}(t)} = 770\text{K}$. Zur instationären Untersuchung der Strömungsmaschine wird der Verdichter nahe seiner Verdichterstopfgrenze betrieben, um Füll- und Entleereffekte seitens des Verdichters zu minimieren.

Der Turbinenwirkungsgradverlauf über der Laufzahl zeigt die Auswirkungen der Füll- und Entleerung der Volumen von der Messebene bis zur Turbinenschaufel auf die Berechnung von $\eta_{is}\eta_m$. Nimmt der Druck in der Turbinenzuleitung während eines Druckstoßes zu (gestrichelte Linie), wird das Volumen zwischen Messebene, Spiral und der Schaufelkanäle befüllt, bevor die messtechnisch erfasste Gasströmung entsprechende Arbeit im Schaufelkanal verrichtet.

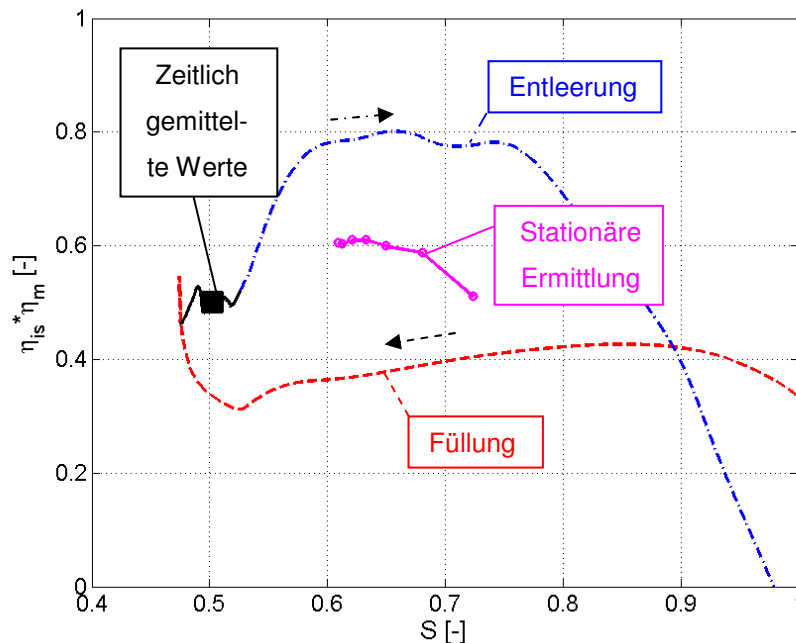


Abb. 4-23 Instationärer Turbinenwirkungsgrad $\eta_{is}\eta_m$ über der Laufzahl S

$$\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6650 \frac{1}{\text{min} \cdot \sqrt{K}}$$

Die gemessenen thermodynamischen Strömungsgrößen sind währenddessen höher als die tatsächlichen Eigenschaften des Fluids, welches mechanische Arbeit an der Turboladerturbine erbringt. Die zur Verfügung stehende Abgasenthalpie wird höher angenommen als das tatsächlich anliegende Enthalpiegefälle. Dementsprechend ist der berechnete Turbinenwirkungsgrad während der Befüllung der Volumen zu niedrig. Der Wirkungsgrad verläuft über der Laufzahl entlang der unteren Hystereseschleife (gestrichelt).

Verharrt das Druckniveau in der Abgasleitung (durchgehende Linie), stellen sich kurzzeitig quasi-stationäre Zustände ein. Die phasenkorrigierten Messgrößen von Druck, Massenstrom und Temperatur beschreiben die Eigenschaften der Strömung, die Arbeit an den Turbinenschaufeln verrichtet. Der Turbinenwirkungsgrad sowie die Schnelllaufzahl verharren während dieser quasi-stationären Phase kurzzeitig. Zur Beschreibung des Turbinenwirkungsgrades werden die thermodynamischen Messgrößen während der quasi-stationären Zustände arithmetisch gemittelt (vgl. Gl. 4-25).

Anschließend fällt der Druck in der Abgasleitung, um einer weiteren Beschleunigung des Laders vorzubeugen. Während die Auslassventile des Impulserzeugers im Ventilsitz verharren, entleeren sich die Volumen des Auslasskrümmers und der Spirale. Die gemessene Charakteristik der Strömung in der Messebene entspricht wiederum nicht dem Fluid, welches Arbeit an der Turbine verrichtet. Aufgrund der Entleerung der Volumen werden zu niedrige Abgasenthalpiegefälle und somit zu hohe Turbinenwirkungsgrade angenommen. $\eta_{is}\eta_m$ verläuft über der Laufzahl entlang der oberen Hysteresekurve in Abb. 4-23 (strichpunktiert). Der Vorgang wiederholt sich periodisch.

Der hysteresee Charakter des Turbinenwirkungsgrades über der Laufzahl bei pulsierender Turbinenbeaufschlagung wurde bereits von Baines et al. /5/ und Martinez-Botas et al. /66/ herausgefunden.

Neben dem Wirkungsgrad wird das Schluckverhalten \dot{m}_{T-red} der Abgasturboladerturbine instationär gemessen, um aero- und thermodynamische Eigenschaften der Strömungsmaschine vollständig zu beschreiben.

In Abb.4-24 zeigen sich ebenfalls Füll- und Entleereffekte der Volumen. Die Darstellung zeigt das ermittelte Durchsatzverhalten der Turbine bei pulsierender Beaufschlagung im Vergleich zur stationären Vermessung. Die instationäre Messung des reduzierten Turbinenmassenstromes zeigt über dem total-statischen Turbinenexpansionsverhältnis ebenfalls einen hysteresen Verlauf aufgrund von Füllung und Entleerung. Zu Beginn eines Auslassdruckstoßes nimmt der Turbinenmassenstrom schlagartig zu. Während der steigenden Flanke des Druckimpulses werden die Volumen von Turbinenzuleitung, Spirale und Turbinenschaufelkanal befüllt. Der an der Querschnittsverengung gemessene instationäre Tur-

binenmassenstrom ist folglich höher als der tatsächliche Massenstrom in den Schaufelkanälen der Turbine.

Über dem Turbinenexpansionsverhältnis $\Pi_{T,ts}$ verläuft der reduzierte Turbinenmassenstrom entlang der oberen Hystereseschleife (gestrichelt). Verharrt der Turbineneintrittsdruck in dem Plateau, sind die Volumen vollständig befüllt und der phasenkorrigierte gemessene Massenstrom beschreibt den tatsächlichen Turbinendurchsatz (durchgehender Linie). Schließen die Auslassventile, sinkt der Druck in der Abgasleitung und die Volumen entleeren sich. Der gemessene Turbinenmassenstrom wird niedriger als der tatsächliche angenommen und die Hysterese läuft entlang dem unteren Verlauf (strichpunktierter). Der Vorgang wiederholt sich periodisch.

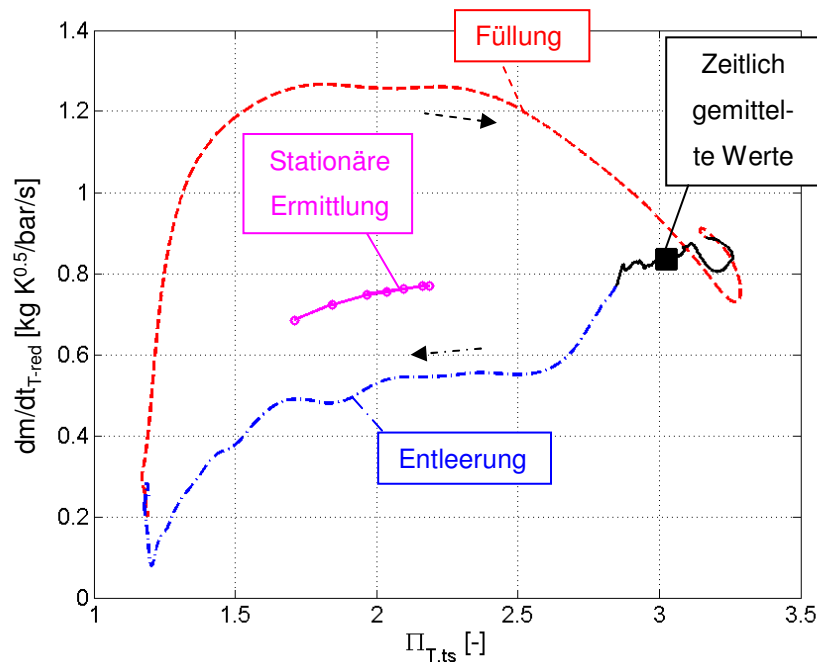


Abb.4-24 Instationärer Turbinendurchsatz \dot{m}_{T-red} über dem total-statischen Expansionsverhältnis $\Pi_{T,ts}$

$$\overline{n_{ATL-red}}(t) = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}$$

Für die belastbare Charakterisierung thermodynamischer Eigenschaften der Turboladerturbine werden die Hysteresen der Turbinenwirkungsgrad- und Durchsatzkennfelder wie bereits beschrieben zerlegt. Zur Auswertung einer Phase der pulsierenden Heißgasströmung, wird der Druckverlauf in drei Segmente gegliedert. Durch die Befüllung der Volumen

während der steigenden Flanken eines Druckstoßes kann das tatsächliche Enthalpiegefälle über die Turboladerturbine nicht eindeutig beschrieben werden. Gleichmaßen ist die zuverlässige Beschreibung thermodynamischer Zustände in der Strömungsmaschine während der Entleerung der Volumen mit abnehmendem Druckgefälle schwierig. Wirkungsgrad, Durchsatz, Druckverhältnis und Laufzahl der Turbine können während dieser Phasen nicht ausreichend genau beschrieben werden. Stellen sich während des Druckplateaus kurzzeitig quasi-stationäre Zustände ein, können thermodynamische Eigenschaften der Turbine ausreichend genau bestimmt werden. Die in der Messebene ermittelten phasenkorrigierten Messgrößen beschreiben temporär die Eigenschaften des Fluids in den Schaukelkanälen der Turbine, wo Arbeit verrichtet wird. Zur zuverlässigen Charakterisierung thermodynamischer Eigenschaften der Turboladerturbine dürfen sich die Zustandsgrößen der Strömung während dieser Phase nicht signifikant ändern. Zur Bestimmung der quasi-stationären Zustände wird ein Kriterium auf Basis der Fehlerrechnung in Abschnitt 4.1.4 entwickelt. Das Kriterium basiert auf Einflüssen von Druck-, Temperatur- und Massenstromungenauigkeiten auf die Qualität der Berechnung des Turbinenwirkungsgrades $\eta_{is}\eta_m$ und des Durchsatzes \dot{m}_{T-red} der Turboladerturbine sowie S und $\Pi_{T,ts}$. Sind die Abweichungen der Messgrößen gering, sodass ihre Auswirkungen auf die Beschreibung der Turbinencharakteristik niedrig sind, können die Zustände während des Druckplateaus als quasi-stationär angenommen werden. Nach Gl. 4-25 werden die Bedingungen während des Plateaus als quasi-stationär bezeichnet, wenn Einflüsse von Druck-, Temperatur und Massenstromungenauigkeiten auf die Wirkungsgradbestimmung mit kleiner als zwei Prozent des ermittelten Wertes abgeschätzt werden. Gleichmaßen wird das Kriterium auf das Durchsatzverhalten, die Schnelllaufzahl und das Expansionsverhältnis der Turboladerturbine angewandt.

Gl. 4-25
$$\Delta\eta_T = \sqrt{\left(\frac{d\eta_T}{dp_{032}} \Delta p_{032-Druckplateau}\right)^2 + \left(\frac{d\eta_T}{dT_{032}} \Delta T_{032-Druckplateau}\right)^2 + \left(\frac{d\eta_T}{d\dot{m}_T} \Delta \dot{m}_{T-Druckplateau}\right)^2} < 0.02 \cdot \eta_T$$

Erfüllen die instationären Messgrößen das Kriterium, können mit Hilfe der Parameter thermodynamische Eigenschaften der Strömungsmaschine verlässlich beschrieben werden. Zur Erstellung der Turbinenkennfelder, wird das arithmetische Mittel der Größen $\eta_{is}\eta_m$, S , \dot{m}_{T-red} und $\Pi_{T,ts}$ während der quasi-stationären Phase gebildet. Entsprechend der spezifischen, pulsierenden Heißgasströmung beschreiben diese Mittelwerte einen Betriebspunkt des Turbinenkennfeldes. Zur Darstellung der instationär ermittelten Kennfelder werden die Eigenschaften der Strömungsmaschine entlang Linien konstanter reduzierter Drehzahl

$n_{\text{ATL-red}}$ beschrieben, da die Laderdrehzahl und die Turbineneintrittstemperatur während der Untersuchung stark schwanken.

Zur Erstellung vollständiger Turbinenkennfelder wird das Enthalpiegefälle des Messbereiches der pulsierenden Abgasströmung variiert. Darüber hinaus wird der Turbinenbetriebspunkt während des quasi-stationären Bereiches durch die Gradienten der pulsierenden Heißgasströmung beeinflusst. Für belastbare Interpolationen zwischen den Kennfeldpunkten sind sukzessive Änderungen des Messbereiches sinnvoll, um die stationär ermittelten Kennfelder sinnvoll zu erweitern.

In den folgenden Abschnitten werden verschiedene Methoden zur Anpassungen des Turbinenbetriebes während des quasi-stationären Druckplateaus diskutiert, wodurch thermodynamische Eigenschaften der Turboladerturbine in motorrelevanten Betriebsbereichen untersucht und Turbinenkennfelder mit hoher Abtastrate erweitert werden. Die instationären Messpunkte werden mit den stationär gemessenen Turbinenkennfeldern zusammengefügt, wodurch ein Großteil des Turbinenbetriebes an modernen Pkw-Verbrennungsmotoren definiert wird. Wesentliche Parameter zur Beeinflussung der Betriebszustände der Strömungsmaschine während des Messbereiches sind das Turbinenexpansionsverhältnis, die Form und die Frequenz der pulsierenden Heißgasströmung sowie die Turbineneintrittstemperatur. Durch Kombination dieser Methoden können erweiterte Turbinenkennfelder mit hoher Abtastfrequenz ermittelt werden.

4.3.1 Einfluss des Turbinenexpansionsverhältnisses

Vergleichbar der standardmäßig stationären Ermittlung von Turbinenkennfeldern können nach /95/ der Wirkungsgrad und das Durchsatzverhalten der Turboladerturbine unter pulsierender Beaufschlagung durch Variation des mittleren Turbinenexpansionsverhältnisses $\overline{\Pi_{\text{T,ts}}}(t)$ untersucht werden. Auf Basis der Leistungsbilanz zwischen Turbine und Verdichter kann das Turbinenexpansionsverhältnis bei konstanter reduzierter Laderdrehzahl $\overline{n_{\text{ATL-red}}}(t)$ sowie Frequenz f der pulsierenden Strömung durch die Leistungsaufnahme des Verdichters beeinflusst werden.

Abb. 4-25 zeigt den Einfluss des Verdichterbetriebspunktes auf das instationäre Turbinenexpansionsverhältnis. Entlang einer Linie konstanter reduzierter Drehzahl wird das Enthalpiegefälle bzw. das mittlere Expansionsverhältnis über die Turboladerturbine durch die Verdichterleistungsaufnahme entsprechend seines Betriebspunktes gesteuert. Der Turbinenbetrieb während des quasi-stationären Messbereiches wird analog der stationären Ve-

rmessung durch die Verdichterbetriebsgrenzen an Pump- (PG) und Stopfgrenze (SG) begrenzt.

Die Leistungsaufnahme des Verdichters ist proportional zu dem geförderten Massenstrom \dot{m}_v und eine Funktion des Druckverhältnisses $\Pi_{v,tt}$. Durch zunehmendes Androsseln des Verdichters nahe der Pumpgrenze sinkt der geförderte Volumenstrom, woraufhin die Leistungsaufnahme der Arbeitsmaschine abnimmt. Die Turboladerturbine muss weniger Energie zur Verfügung stellen. Das Enthalpiegefälle $\Delta H_{T,is}$ bzw. das mittlere Turbinenexpansionsverhältnis ($\overline{n_{ATL-red}(t)} = \text{konst}$) nehmen im Mittel und während der quasi-stationären Messzustände minimale Werte an (punktiert).

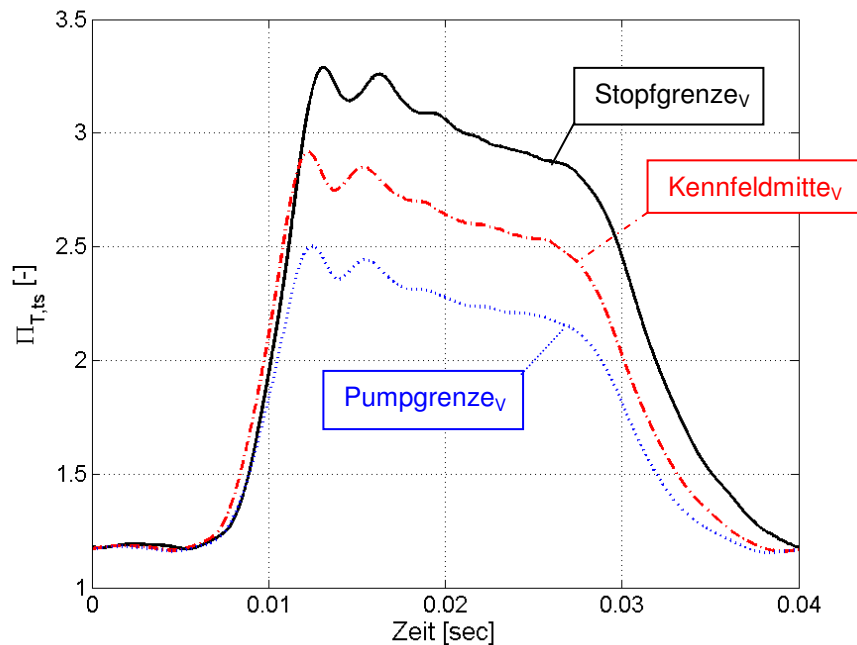


Abb. 4-25 Instationäres Turbinenexpansionsverhältnis, Variation $\overline{\Pi_{T,ts}}(t)$

$$\overline{n_{ATL-red}}(t) = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}, f=25\text{Hz}$$

Wird der Verdichter entdrosselt, wandert sein Betriebspunkt entlang der Drehzahllinie in Richtung Mitte des Verdichterkennfeldes, woraufhin der geförderte Volumenstrom zunimmt. Gleichzeitig steigt die Leistungsaufnahme der Arbeitsmaschine. Aufgrund der Verschiebung des Verdichterbetriebspunktes muss die Turbine mehr Leistung bereitstellen. Zur Leistungserhöhung wird das Enthalpiegefälle über die Turbine $\Delta H_{T,is}$ bzw. das mittlere Expansionsverhältnis angehoben (strichpunktiert). Weiteres Entdrosseln des Verdichters erhöht den Volumenstrom, bis die Fördermenge nahe der Stopfgrenze ihr Maximum er-

reicht. Mit zunehmendem Volumenstrom steigt die Verdichterleistungsaufnahme, woraufhin die Turbine mehr Leistung zur Verfügung stellen muss. Das verfügbare Enthalpiegefälle und damit das mittlere Turbinenexpansionsverhältnis erreichen entsprechend der reduzierten Drehzahl ein spezifisches Maximum (durchgehende).

Große Druckgradienten der pulsierenden Strömung und die Trägheit des Läufers führen zu einer zeitlich verzögerten Laderbeschleunigung gegenüber dem Auslassdruckstoß. Folglich wird die Turbine kurzzeitig bei niedrigen Schnelllaufzahlen betrieben. Je höher die Leistungsaufnahme des Verdichters, desto mehr Leistung muss die Turboladerturbine bereitstellen. Während des quasi-stationären Messplateaus nimmt $\Delta H_{T,is}$ zu, wodurch die isentrope Düsengeschwindigkeit am Turbineneintritt c_s steigt. Gleichzeitig nehmen die Druckgradienten der steigenden Flanken mit zunehmendem $\overline{\Pi_{T,ts}}(t)$ zu, wodurch der Läufer während des Druckstoßes stärker beschleunigt wird. Aufgrund steigender Beschleunigungsleistung wird mehr Turbinenleistung aufgenommen. Das Verhältnis zwischen Umfangsgeschwindigkeit u_{T-ein} und c_s sinkt.

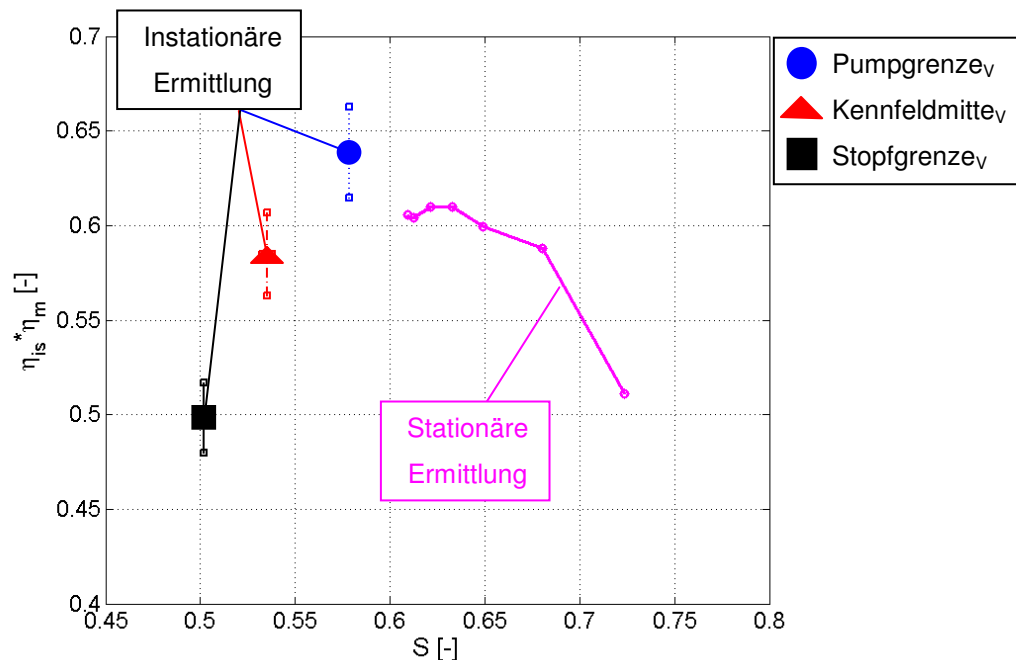


Abb. 4-26 Erweiterung des Turbinenwirkungsgradkennfeldes; Variation $\overline{\Pi_{T,ts}}(t)$

$$\overline{n_{ATL-red}}(t) = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}, f=25\text{Hz}$$

Abb. 4-26 stellt den Einfluss des Verdichterbetriebspunktes auf den Turbinenbetrieb dar. Die Darstellung zeigt den instationär ermittelten Turbinenwirkungsgrad entlang einer mittleren reduzierten Drehzahllinie $n_{\text{ATL-red}}$ über der Laufzahl S für verschiedene Verdichterbetriebspunkte. Das dargestellte Kennfeld wird bei einer mittleren Turbineneintrittstemperatur $\overline{T_{03}(t)} = 770\text{K}$ ermittelt. Quadrat, Dreieck und Kreis beschreiben die zeitlich gemittelten Größen von Wirkungsgrad und Schnelllaufzahl während des Messplateaus der instationären Untersuchung. Die instationär ermittelten Größen erweitern den stationär gemessenen Turbinenwirkungsgrad über S deutlich. Aufgrund der hohen Leistungsaufnahme des Verdichters nahe der Stopfgrenze (Quadrat) und gleichzeitig hoher Beschleunigungsleistung des Läufers wird die Turboladerturbine während des Messbereiches bei sehr niedrigen Laufzahlen betrieben. Nimmt der Volumenstrom des Verdichters ab, wandert der Verdichterbetriebspunkt in die Kennfeldmitte (Dreieck) und die Leistungsaufnahme der Arbeitsmaschine sinkt. Der Turbinenbetriebspunkt verschiebt sich während des quasi-stationären Messbereiches zu höheren Laufzahlen.

Nahe der Verdichterpumpgrenze (Kreis) nimmt die Arbeitsmaschine minimale Leistung auf, woraufhin die Turbine wenig Leistung zur Verfügung stellen muss. Die Strömungsmaschine wird bei zunehmenden Laufzahlen betrieben. Gleichwohl muss die Turbine zusätzliche Beschleunigungsleistung erbringen. Trotz minimaler Verdichterleistungsaufnahme übersteigt das Enthalpiegefälle während des quasi-stationären Messbereiches $\Delta H_{\text{T, is-stat}}$ zur Erzeugung maximaler Verdichterleistung bei stationärer Zuführung des Fluids.

Durch die pulsierende Beaufschlagung und somit Nutzung zusätzlicher Beschleunigungsleistung, kann die Turboladerturbine verglichen mit standardmäßig stationären Messungen bei deutlich niedrigeren Schnelllaufzahlen betrieben und untersucht werden. Die stationäre Untersuchung des Turbinenwirkungsgrades bei niedrigen Laufzahlen ist durch die maximale Leistungsaufnahme des Verdichters begrenzt. Mittels pulsierender Beaufschlagung der Turboladerturbine, kann die Leistungsaufnahme der Arbeitsmaschine erheblich reduziert werden, um vergleichbare Betriebsbedingungen der Turbine untersuchen zu können. Die Kennfeldpunkte in Abb. 4-26, welche mit der neuen Methode ermittelt werden, bilden mit der stationären Turbinenvermessung einen parabolischen Verlauf des Turbinenwirkungsgrades über der Schnelllaufzahl.

Gleichwohl weichen im Bereich der Anbindung die Ergebnisse beider Untersuchungsmethoden voneinander ab. Der Wirkungsgradsprung von ca. drei bis vier Prozentpunkten, wird unter anderem von der Berechnungsmethode des Turbinenwirkungsgrades beeinflusst. Dieser errechnet sich aus dem Quotienten von Verdichter- plus Beschleunigungsleistung und isentroper Turbinenleistung (Gl. 4-18). Nach Gl. 2-4 errechnet sich die Ver-

dichterleistung aus dem total-total Druckverhältnis, dem Verdichtermassenstrom und dem Kehrwert des Verdichterwirkungsgrad. Letzterer beschreibt das Verhältnis zwischen isentropen und tatsächlicher Zustandsänderung in der Arbeitsmaschine. Die reale Verdichterarbeit wird über die Temperaturdifferenz zwischen dem Verdichterein- T_{01} und -austritt T_{02} bestimmt. Entsprechend des Verdichterbetriebspunktes wird T_{02} von Wärmeströmen von der heißen Turbine beeinflusst. Aufgrund niedrigerer Verdichtermassenströme nimmt der spezifische Wärmeeintrag nahe der Pumpgrenze zu. Der Verdichterwirkungsgrad wird scheinbar zu niedrig angenommen, wodurch die gemessene, tatsächliche Verdichterarbeit und damit der Turbinenwirkungsgrad vermeintlich zunehmen. Nahe der Verdichterstoppfgränze sinken Einflüsse der spezifischen Wärmeströme auf den Verdichterwirkungsgrad aufgrund des höheren Verdichtermassenstromes bzw. Strömungsgeschwindigkeit. Nach Gl. 4-26 beeinträchtigen Wärmeeinträge den Verdichterwirkungsgrad nahe der Stopfgränze weniger als an der Verdichterpumpgränze.

Gl. 4-26
$$\left. \frac{\eta_{V-dia}}{\eta_{V-adi}} \right|_{PG} < \left. \frac{\eta_{V-dia}}{\eta_{V-adi}} \right|_{SG}$$

η_{V-dia} ist der gemessene Verdichterwirkungsgrad nach Gl. 2-5. η_{V-adi} beschreibt den Verdichterwirkungsgrad ohne Wärmeeintrag von der heißen Turbine, der in der Regel größer als η_{V-dia} ist $\left(\frac{\eta_{V-dia}}{\eta_{V-adi}} < 1 \right)$.

Im Bereich der Anbindung der Ergebnisse beider Messmethoden operiert der Verdichter bei verschiedenen Betriebspunkten. Bei pulsierender Turbinenbeaufschlagung arbeitet die Arbeitsmaschine nahe der Verdichterpumpgränze. Wird die Turbine stationär vermessen, wird der Verdichter zur Untersuchung dieser Turbinenbetriebszustände nahe seinem Leistungsmaximum und somit nahe der Stopfgränze betrieben.

Aufgrund des unterschiedlichen Wärmeeintrages entsprechend verschiedener Verdichterbetriebspunkte, weichen die Wirkungsgrade beider Methoden im Bereich der Anbindung voneinander ab. In Abschnitt 7.5 werden Einflüsse von Wärmeströmungen auf den Verdichterbetrieb in Abhängigkeit seines Betriebspunktes diskutiert. Abweichungen von 3 bis 4 Prozentpunkten zwischen Verdichterpump- und Stopfgränze sind für die untersuchte Drehzahllinie demnach realistisch. Darüber hinaus können Reibungseffekte, Messungenauigkeiten o. ä. sowohl bei der instationären als auch bei der stationären Turbinenbeaufschlagung das Ergebnis beeinträchtigen.

Zur vollständigen Beschreibung der Turbinencharakteristik, wird neben der Abhängigkeit des Turbinenwirkungsgrades von der Schnelllaufzahl das Stopfverhalten der Strömungs-

maschine untersucht. Abb. 4-27 stellt den Durchsatzkennwert über dem total-statischen Turbinenexpansionsverhältnis dar.

Durch die pulsierende Beaufschlagung kann das Durchsatzverhalten der Turbine entlang einer Linie konstanter Drehzahl $\overline{n_{\text{ATL-red}}(t)}$ gegenüber der stationären Untersuchung deutlich erweitert und in den motorrelevanten Betriebsbereichen beschrieben werden.

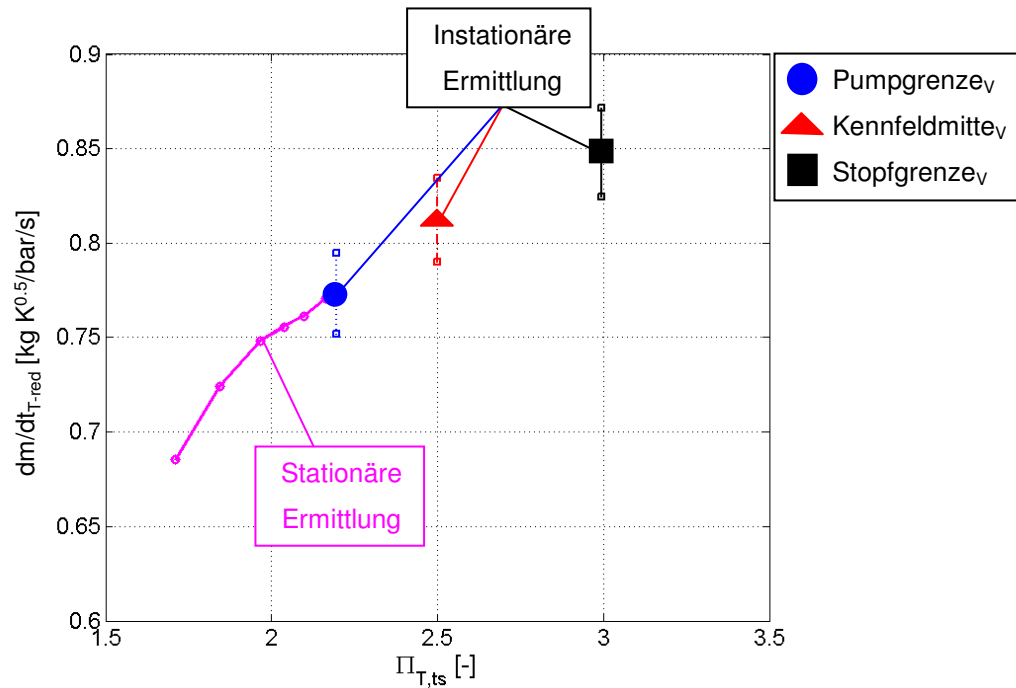


Abb. 4-27 Erweiterung des Turbinendurchsatzkennfeldes, Variation $\overline{\Pi_{T,ts}}(t)$

$$\overline{n_{\text{ATL-red}}(t)} = 6650 \frac{1}{\text{min}\sqrt{K}}, f=25\text{Hz}$$

Im Bereich der Anbindung der instationären und stationären Turbinenvermessung bilden beide Messmethoden einen stetigen, gleichmäßigen Verlauf der Schlucklinie. Da der Durchsatzkennwert der Turbine durch Wärmeeinträge am Verdichter nicht beeinträchtigt wird, scheint die Annahme nach Gl. 4-26 sinnvoll.

4.3.2 Einfluss der Impulsform

Die Impulsform der pulsierenden Heißgasströmung wird durch ihre Amplitude sowie die Gradienten ihrer steigenden und fallenden Flanken beschrieben. Zur Änderung der Aufnahme der Turbinenleistung, kann die Beschleunigungsleistung des Läufers durch die Im-

pulsform variiert werden. Im Folgenden werden thermodynamische Zustände der Strömungsmaschine während des quasi-stationären Messbereiches durch Variation der Amplitude und der Gradienten der pulsierenden Heißgasströmung verändert. Derart werden die Wirkungsgrad- und Durchsatzkennfelder der Turboladerturbine in motorrelevante Betriebsbereiche erweitert.

Amplitude

An dem erweiterten Prüfstand kann die Amplitude des instationären Turbinenexpansionsverhältnisses A_{Π} während des Messplateaus durch variable Volumen des Abgassystems zwischen dem Impulserzeuger und der Abgasturboladerturbine beeinflusst werden. Nach Abschnitt 7.2 übt das Volumen des Abgassystems großen Einfluss auf das verfügbare Enthalpiegefälle aus.

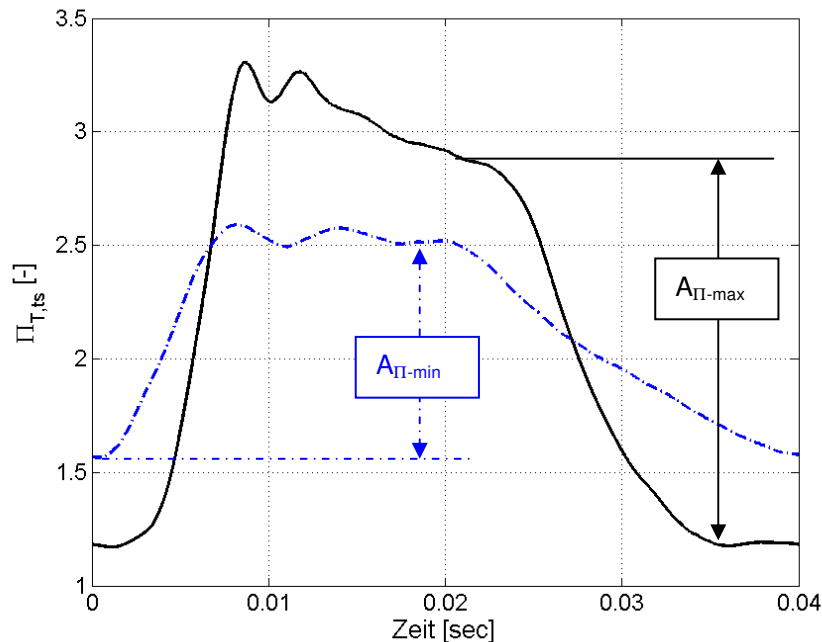


Abb. 4-28 Instationäres Turbinenexpansionsverhältnis, Variation $A_{\Pi_{T,ts}}$

$$\overline{n_{ATL-red}}(t) = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}, \quad \overline{P_{V-inst}}(t) = \text{konst}, \quad f=25\text{Hz}$$

Durch zunehmende Volumen des Abgassystems vor der Turbine werden die Auslassdruckstöße dissipieren, wodurch die Druck- und Temperaturamplituden am Turbineneintritt abnehmen. Gleichwohl wird das mittlere Turbinenexpansionsverhältnis $\overline{\Pi_{T,ts}}(t)$ bei konstan-

ter Verdichterleistungsaufnahme verhältnismäßig wenig beeinträchtigen. Zusätzliche Abgasvolumen erhöhen neben Druckverlusten und dem Verlust von Geschwindigkeitsenergie die Entropie der pulsierenden Heißgasströmung. Abb. 4-28 stellt die zeitlichen Schwankungen des Turbinenexpansionsverhältnisses $\Pi_{T,ts}$ für zwei unterschiedliche Abgassysteme dar. Die mittlere reduzierte Drehzahl $\overline{n_{ATL-red}(t)}$ des Turboladers sowie die mittlere Turbineneintrittstemperatur $\overline{T_{03}(t)}$ sind annähernd unverändert. Der Verdichter arbeitet in beiden Fällen nahe seiner Stopfgrenze und nimmt im Mittel näherungsweise die gleiche Leistung auf. Obwohl das mittlere Turbinenexpansionsverhältnis bei gleicher Leistungsaufnahme des Verdichters näherungsweise konstant ist, nimmt das nutzbare Enthalpiegefälle $\Delta H_{T,is}$ über die Turboladerturbine während des quasi-stationären Messbereiches mit zunehmendem Volumen des Abgassystems deutlich ab (strichpunktiert). Darüber hinaus wird die Beschleunigung des Laufzeuges durch Verringerung der Amplitude A_{Π} stark reduziert, da Gradienten des Druckverlaufes signifikant beeinflusst werden. Mit abnehmender Amplitude nimmt der Betrag der Gradienten der pulsierenden Gasströmung ab, wodurch die zusätzliche Beschleunigungsleistung sinkt.

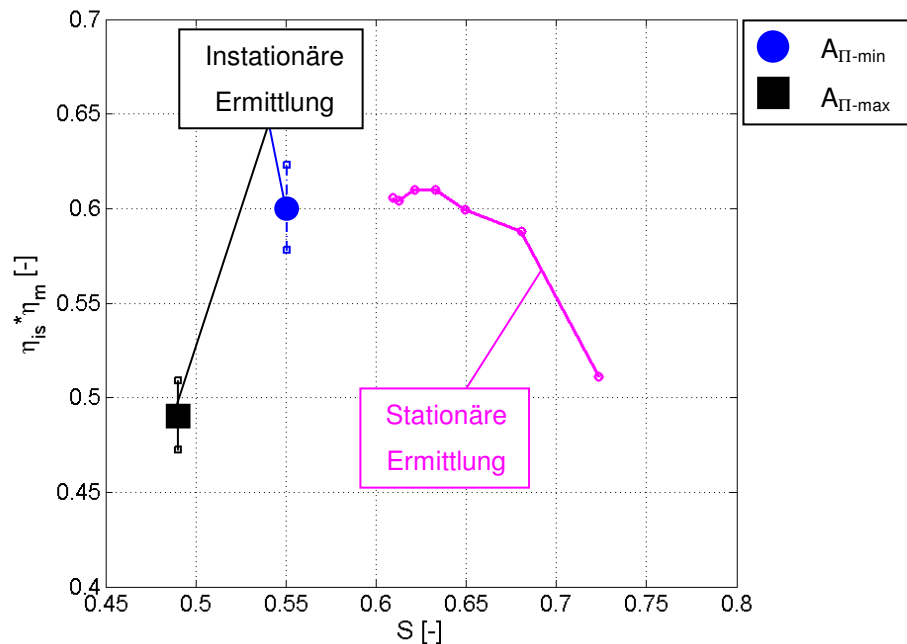


Abb. 4-29 Erweiterung des Turbinenwirkungsgradkennfeldes; Variation $A_{\Pi_{T,ts}}$

$$\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}, \quad \overline{P_{V-inst}(t)} = \text{konst}, \quad f=25\text{Hz}$$

Abb. 4-29 stellt die Einflüsse der veränderten Beschleunigungsleistung und des Enthalpiegefälles durch Variation der Amplitude auf den Turbinenbetrieb dar. Die arithmetischen Mittel von $\eta_{is}\eta_m$ und S über den Messbereich werden durch die Form der instationären Heißgasströmung signifikant beeinflusst. Bei annähernd konstanter Verdichterleistungsaufnahme variiert der Turbinenbetrieb während des quasi-stationären Messbereiches entsprechend der Änderung von A_{Π} . Mit zunehmender Amplitude der pulsierenden Heißgasströmung wird die Turbine während des Messbereiches bei niedrigen Schnelllaufzahlen betrieben. Aufgrund des höheren Enthalpiegefälles während der quasi-stationären Zustände nimmt die isentrope Düsengeschwindigkeit c_s mit steigender Amplitude $A_{\Pi-max}$ zu. Gleichzeitig steigt die Beschleunigungsleistung aufgrund steiler Gradienten der instationären Strömungsgrößen am Turbineneintritt. Die Aufnahme der Turbinenleistung nimmt zu, wodurch die Umfangsgeschwindigkeit u_{T-ein} trotz $\Delta H_{T,is}$ -Zunahme nicht signifikant steigt. Demzufolge wird die Turboladerturbine während der quasi-stationären Zustände mit zunehmender Amplitude der pulsierenden Strömung bei niedrigen Schnelllaufzahlen S betrieben (Quadrat). Mit abnehmender Amplitude $A_{\Pi-min}$ wandert der Turbinenbetrieb während des Messbereiches zu höheren Laufzahlen (Kreis).

Abnehmende Enthalpiegefälle sowie sinkende Beschleunigungsleistungen aufgrund geringerer Druckgradienten resultieren in der Verschiebung des Betriebspunktes. Der arithmetisch gemittelte Turbinenwirkungsgrad während der quasi-stationären Zustände bildet mit der stationär ermittelten Drehzahllinie eine stetige Parabel über der Schnelllaufzahl. Durch Variation der Amplitude der pulsierenden Heißgasströmung können die instationären Untersuchungen an die stationären Vermessungen angebunden werden, ohne den Verdichterbetrieb zu verändern. Unterschiedliche Einflüsse von Wärmeströmen auf den Verdichtерwirkungsgrad η_v und daraus folgende Beeinträchtigungen des Turbinenwirkungsgrades können somit minimiert werden. Derart bilden beide Messmethoden eine Synthese entlang der reduzierten Drehzahllinie und beschreiben den Turbinenwirkungsgrad für einen großen Bereich des Turbinenbetriebes an einem Verbrennungsmotor.

Darüber hinaus kann die Schlucklinie der Turboladerturbine durch die instationäre Vermessung mit verschiedenen Amplituden erweitert werden. Abb. 4-30 stellt neben der stationären Vermessung die arithmetischen Mittelwerte des Turbinendurchsatzes während der Messbereiche der instationären Untersuchungen dar. Aufgrund zunehmender Enthalpiegefälle und Beschleunigungsleistung nimmt mit zunehmender Amplitude der instationären Strömung der Durchsatzkennwert bei konstanter reduzierter Drehzahl signifikant zu.

Durch sukzessive Erhöhung der Amplitude A_{Π} kann mit Hilfe der neuen Messmethode die Schlucklinie gegenüber der stationären Ermittlung erweitert werden, ohne die Leistungs-

aufnahme des Verdichters zu ändern. Die Synthese aus stationärer und instationärer Messmethode beschreibt das Durchsatzverhalten der Turboladerturbine in einem großen Betriebsbereich.

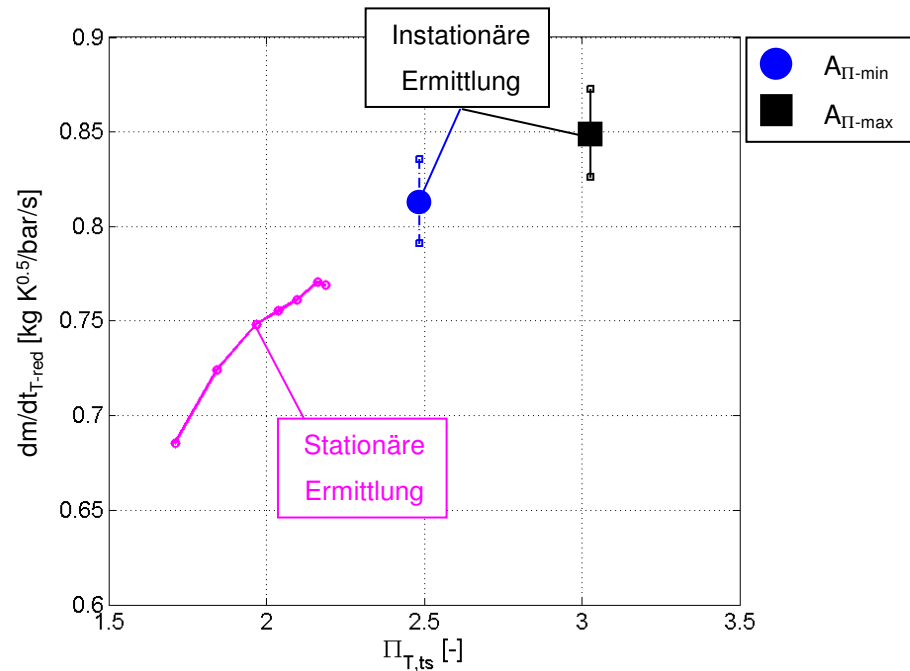


Abb. 4-30 Erweiterung des Turbinendurchsatzkennfeldes; Variation $A_{\Pi_{T,ts}}$

$$\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}, \quad \overline{P_{V-inst}(t)} = \text{konst}, \quad f=25\text{Hz}$$

Gradient

Neben der Amplitude kann die Form der pulsierenden Heißgasströmung durch die Gradienten ∇_i der steigenden und fallenden Flanken der schwankenden Messwerte beschrieben werden.

Die Gradienten werden bei gegebenen Volumen des Systems maßgeblich durch das Öffnungsverhältnis $\ddot{O}V_{ID-aus}$ der Drosselblenden stromabwärts des Impulsdämpfers gesteuert (vgl. Gl. 4-2). Geringe $\ddot{O}V_{ID-aus}$ erhöhen bei gegebenem Turbinenbetriebspunkt das Druckniveau in den Zuleitungen des Impulserzeugers. Das hohe Druckniveau resultiert in großen Druckgradienten der steigenden Flanke vor dem Eintritt der Turbinenspirale zu Beginn der Auslassdruckstöße. Während der offenen Phase der Hubventile entleert sich das Volumen des Impulsdämpfers entsprechend der Blendenkonfiguration. Mit abnehmendem $\ddot{O}V_{ID-aus}$ nimmt der Volumenstrom ab. Der Turbineneintrittsdruck, mit anfänglich steilen Gradienten,

fällt gemäß der abnehmenden Fördermenge aus dem Dämpfungsvolumen stärker ab. Die thermodynamischen Messgrößen während des quasi-stationären Messplateaus sinken.

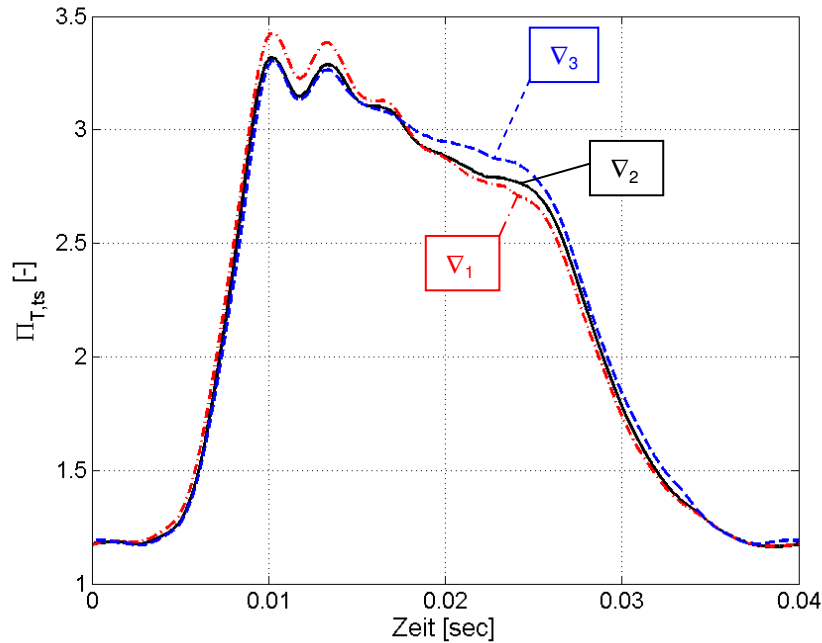


Abb. 4-31 Instationäres Turbinenexpansionsverhältnis, Variation $\nabla_{\Pi_{T,ts}}$

$$\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}, \overline{P_{V-inst}(t)} = \text{konst}, f=25\text{Hz}$$

Abb. 4-31 zeigt das instationäre Turbinenexpansionsverhältnis für drei verschiedene Blendenkonfigurationen am Austritt des Impulsdämpfers. Die Drosselblende stromaufwärts des Impulsdämpfers ist unverändert. Der Verdichter arbeitet nahe seiner Stopfgrenze, woraufhin seine Leistungsaufnahme unverändert ist. $\overline{\Pi_{T,ts}(t)}$, $\overline{T_{03}(t)}$ und $\overline{n_{ATL-red}(t)}$ der drei Untersuchungen sind annähernd gleich. Die instationäre Messmethode setzt genügend konstante Zustände der Messgrößen während des quasi-stationären Messbereiches voraus, um thermodynamische Eigenschaften der Strömungsmaschine verlässlich beschreiben zu können. Die Variation der Gradienten der steigenden und fallenden Flanke der pulsierenden Heißgasströmung ist somit durch das quasi-stationäre Kriterium begrenzt (Gl. 4-25). ∇_1 (strichpunktiert) beschreibt den zeitlichen Verlauf des Expansionsverhältnisses bei minimalem Öffnungsverhältnis der Blenden stromabwärts des Impulsdämpfers. Weitere Reduktion des \dot{V}_{ID-aus} führte zur Verletzung des quasi-stationären Kriteriums, sodass die gemessenen Parameter die thermodynamischen Strömungseigenschaften im Schaufelka-

nal der Turbine nicht mehr ausreichend beschreiben. ∇_3 (gestrichelt) beschreibt das instationäre Turbinenexpansionsverhältnis nahe des maximalen Öffnungsverhältnisses $\ddot{O}V_{ID-aus}$. Höhere Öffnungsverhältnisse würden den sicheren Betrieb des Prüfstandes gefährden (vgl. 4.1.2). Abb. 4-32 stellt den Einfluss der verschiedenen Gradienten beider Flanken der pulsierenden Heißgasströmung auf das Turbinenbetriebsverhalten während des Messbereiches dar.

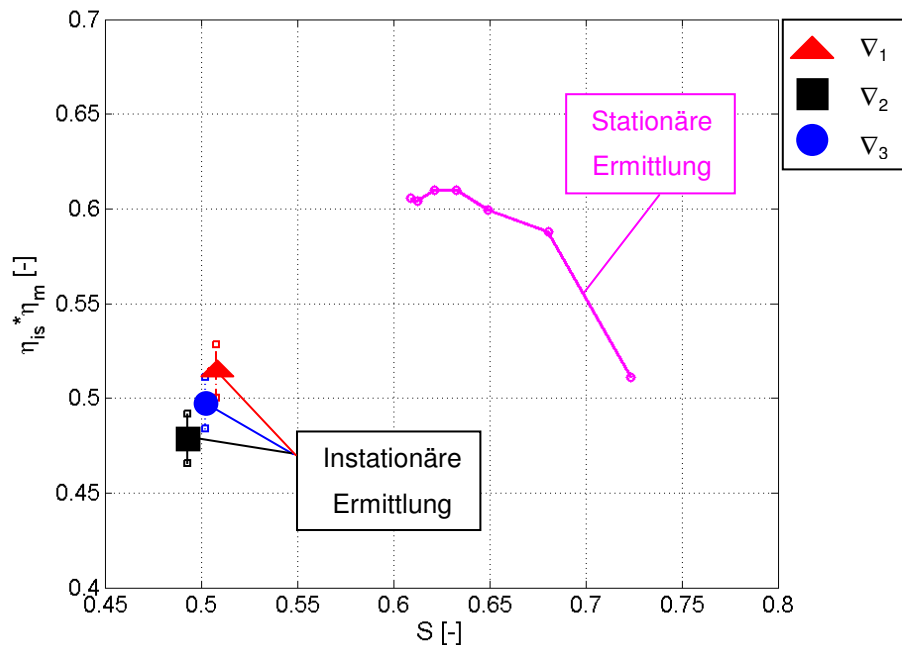


Abb. 4-32 Erweiterung des Turbinenwirkungsgradkennfeldes; Variation $\nabla_{\Pi_{T,ts}}$

$$\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}, \quad \overline{P_{V-inst}(t)} = \text{konst}, \quad f=25\text{Hz}$$

Stationär und instationär ermittelte Turbinenwirkungsgrade werden entlang einer Linie konstanter reduzierter Drehzahl über der Schnellaufzahl dargestellt. Die Darstellung zeigt, dass die arithmetisch gemittelten Betriebszustände der Turbine während des Messbereiches einen Kompromiss aus steigender und fallender Flanke der Pulsation bilden. Nehmen die Gradienten der steigenden Flanke durch Erhöhung des Druckniveaus mittels niedriger $\ddot{O}V_{ID-aus}$ zu, steigt die Beschleunigungsleistung des Läufers zu Beginn eines Auslassdruckstoßes. Gleichwohl führt die "langsamere Entleerung" des Dämpfungsvolumens zu niedrigen Werten der Messgrößen während des Messplateaus (∇_1). Die Abgasturboladerturbine arbeitet während des quasi-stationären Bereiches bei etwas höheren Schnellaufzahlen

(Dreieck). Nehmen \ddot{V}_{ID-aus} maximale Werte an (∇_3), nimmt die Beschleunigungsleistung aufgrund niedrigerer Gradienten der steigenden Druckflanken ab. Obgleich nimmt das Druckniveau während des Messbereiches zu. Der Betriebsbereich der Abgasturboladerturbine verschiebt sich zu niedrigeren Laufzahlen (Kreis).

Bei Blendenkonfigurationen, die einen Kompromiss zwischen möglichst steilen Gradienten der steigenden Flanke und Entleerung des Dämpfungsvolumens darstellt (∇_2), wird die Turboladerturbine während der quasi-stationären Zustände bei niedrigsten Laufzahlen betrieben (Quadrat). Der stationär und instationär ermittelte Turbinenwirkungsgrad bildet einen parabolischen Verlauf über der Schnellaufzahl.

Abb. 4-33 stellt den reduzierten Turbinenmassenstrom über dem total-statischen Turbinenexpansionsverhältnis dar.

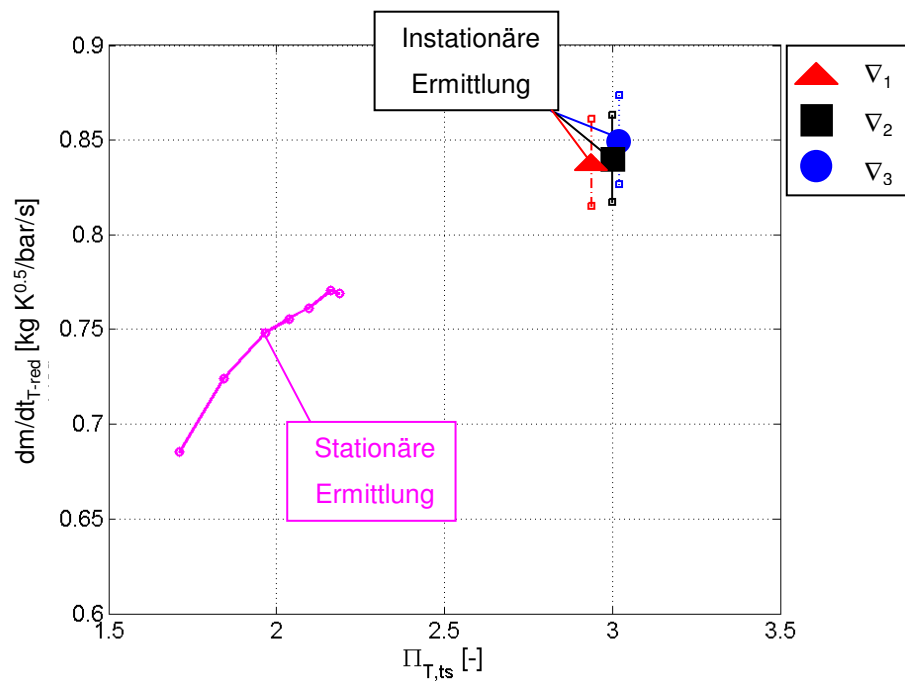


Abb. 4-33 Erweiterung des Turbinendurchsatzkennfeldes; Variation $\nabla_{\Pi_{T,ts}}$

$$\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}, \quad \overline{P_{V-inst}(t)} = \text{konst}, \quad f=25\text{Hz}$$

Beide Methoden bilden gemeinsam einen stetigen Verlauf der Schlucklinie über $\Pi_{T,ts}$. Mit zunehmendem Öffnungsverhältnis nimmt das gemittelte Turbinendruckverhältnis während der Messplateaus zu. Ferner beeinflusst das Öffnungsverhältnis \ddot{V}_{ID-aus} der Drosselblenden stromabwärts des Dämpfers die Beschleunigung des Laufzeuges und damit die Um-

fangsgeschwindigkeit während des Messbereiches. Abnehmende Drehzahlen mit steigendem $\ddot{O}V_{ID-aus}$ werden durch die Reduzierung mit sinkenden Turbineneintrittstemperaturen während des Messbereiches teilweise kompensiert (∇_1), sodass die reduzierte Drehzahl näherungsweise konstant bleibt.

Obgleich die Gradienten der pulsierenden Heißgasströmung durch Variation des Öffnungsverhältnisses der Blenden stromabwärts des Dämpfungsvolumens geringfügig verändert werden (Abb. 4-31), wird das instationäre Betriebsverhalten der Turbine während des Messbereiches merklich beeinflusst. Bei der Auslegung der Blendenkonfiguration ist auf die Einhaltung des quasi-stationären Kriteriums nach Gl. 4-25 zu achten. Die Konfiguration der Drosselblenden stromabwärts des Impulsdämpfers ist entsprechend des zu untersuchenden Betriebsbereiches der Turboladerturbine auszulegen.

4.3.3 Einfluss der Impulsfrequenz

Die Nockenwelle, zur Aktivierung der Auslassventile des Impulserzeugers, wird von einem Elektromotor mit vollvariabler Drehzahlregelung angetrieben (vgl. 7.7). Durch Regulierung der Nockenwellendrehzahl wird die Frequenz f der pulsierenden Heißgasströmung eingestellt. Die Drehzahl n_{NW} der Auslassnockenwelle beeinflusst die Länge der Auslassdruckstöße und damit den Messbereich der thermodynamischen Parameter. Außerdem beeinflusst f das Enthalpiegefälle während der quasi-stationären Zustände sowie die Gradienten der instationären Heißgasströmung bei gegebener Verdichterleistungsaufnahme. Die Frequenz der pulsierenden Heißgasströmung wird durch das Kriterium zur Beschreibung der quasi-stationären Zustände nach Gl. 4-25 während des Messbereiches sowie den Betriebsbereich der Heißgasbrennkammer begrenzt.

Abb. 4-34 stellt den zeitlichen Verlauf des Turbinenexpansionsverhältnisses für drei verschiedene Impulsfrequenzen dar. Die mittlere Turbineneintrittstemperatur $\overline{T}_{03}(t) = 670K$ und die reduzierte Laderdrehzahl $\overline{n_{ATL-red}}(t)$ der drei Untersuchungen sind näherungsweise unverändert. Der Verdichter arbeitet nahe seiner Stopfgrenze und nimmt annähernd gleiche Leistung auf.

Mit sinkender Nockenwellendrehzahl verlängern sich die Auslassstöße und deren Abstände. Das Laufzeug wird über einen längeren Zeitraum beschleunigt und verzögert, woraufhin die Drehzahlschwankungen des Turboladers deutlich zunehmen. Ferner sinkt mit abnehmender Impulsfrequenz das Druckgefälle während des Messbereiches bei näherungsweise unveränderter Leistungsaufnahme des Verdichters. Darüber hinaus nehmen die Gradienten des pulsierenden Fluids ab.

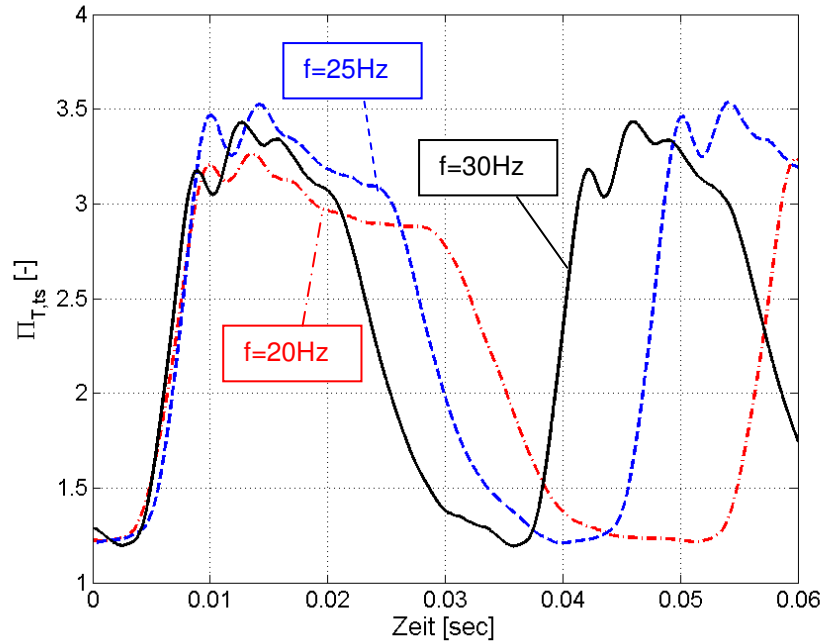


Abb. 4-34 Instationäres Turbinenexpansionsverhältnis, Variation f

$$\overline{n_{\text{ATL-red}}(t)} = 7130 \frac{1}{\min \sqrt{K}}, \quad \overline{P_{V\text{-inst}}(t)} = \text{konst}$$

Die Energiezufuhr der Turbine wird von der Frequenz der instationären Strömung entscheidend beeinflusst. Mit sinkender Impulsfrequenz nimmt das mittlere Turbinenexpansionsverhältnisses $\overline{\Pi_{T,ts}(t)}$ im Vergleich zur höherfrequenten Turbinenbeaufschlagung ab. Bei hohem Druckgefälle fließt ein verhältnismäßig größerer Anteil des Massenstromes, wodurch die phasenbezogene Energiezufuhr mit sinkender Periodenzahl steigt. Demzufolge nehmen bei gleicher Verdichterleistungsaufnahme das spezifische Enthalpiegefälle $\Delta h_{T,ts}$ und somit die Anströmgeschwindigkeit c der Turbinenschaufeln während des Messbereiches ab. Mit abnehmender Nockenwellendrehzahl öffnen die Auslassventile des Impulserzeugers langsamer, wodurch der effektive Strömungsquerschnitt und somit der Turbinenmassenstrom zu Beginn langsamer ansteigt. Somit sinken die Gradienten beider Flanken der Auslassdruckstöße. Gleichwohl wird die Abgasturboladerturbine während der quasi-stationären Zustände bei niedrigeren Schnellaufzahlen betrieben.

Abb. 4-35 stellt den arithmetisch gemittelten Wirkungsgrad über der Schnellaufzahl während des Messbereiches verschiedener Impulsfrequenzen im Vergleich zur stationären Turbinenvermessung dar.

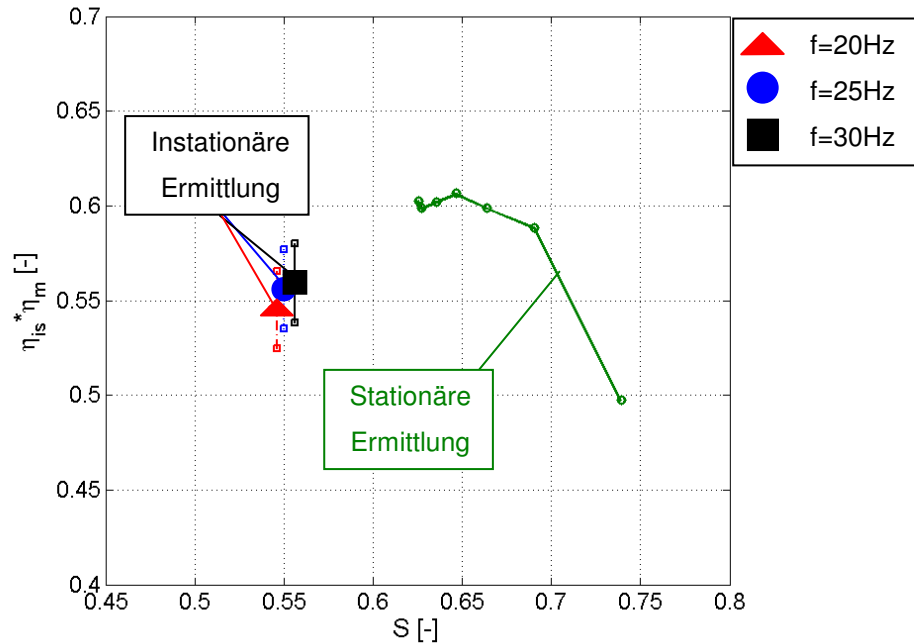


Abb. 4-35 Erweiterung des Turbinenwirkungsgradkennfeldes; Variation f

$$\overline{n_{ATL-red}(t)} = 7130 \frac{1}{\min \sqrt{K}}, \quad \overline{P_{V-inst}(t)} = \text{konst}$$

Mit abnehmender Frequenz f nimmt der Energiestrom je Druckstoß zu, wodurch die Drehzahlschwankungen des Läufers steigen. Aufgrund seiner Trägheit folgt die Drehzahl des Abgasturboladers dem Druckprofil verzögert, woraufhin die Umfangsgeschwindigkeit u_{T-ein} relativ zum Enthalpiegefälle phasenverschoben ist. Mit zunehmender Drehzahlschwankung des Turboladers nimmt u_{T-ein} während des quasi-stationären Messbereiches mit sinkender Impulsfrequenz ab. Obgleich niedrigerer Enthalpiegefälle wird die Turboladerturbine während des Messbereiches bei vergleichbaren Laufzahlen betrieben. Einflüsse auf die arithmetisch gemittelten Werte von $\eta_{is}\eta_m$ und S sind trotz starker Beeinflussung der Impulsform durch Frequenzänderungen der pulsierenden Heißgasströmung moderat. Die zeitlich gemittelten Turbinenwirkungsgrade der instationären Untersuchungen mit verschiedenen Impulsfrequenzen weichen wenig voneinander ab und bilden mit den stationären Vermessungen einen parabolischen Verlauf über der Schnelllaufzahl.

Abb. 4-36 zeigt die Einflüsse der Impulsfrequenz auf die Ermittlung des Stopfverhaltens der Abgasturboladerturbine. Der arithmetisch gemittelte Durchsatzkennwert wird über das Turbinenexpansionsverhältnis verschiedener Impulsfrequenzen dargestellt. Entsprechend

des Gefälles während des Messbereiches wandert der Turbinenbetriebspunkt mit abnehmender Frequenz der pulsierenden Heißgasströmung zu niedrigeren Expansionsverhältnissen. Gleichzeitig steigt der Durchsatzkennwert.

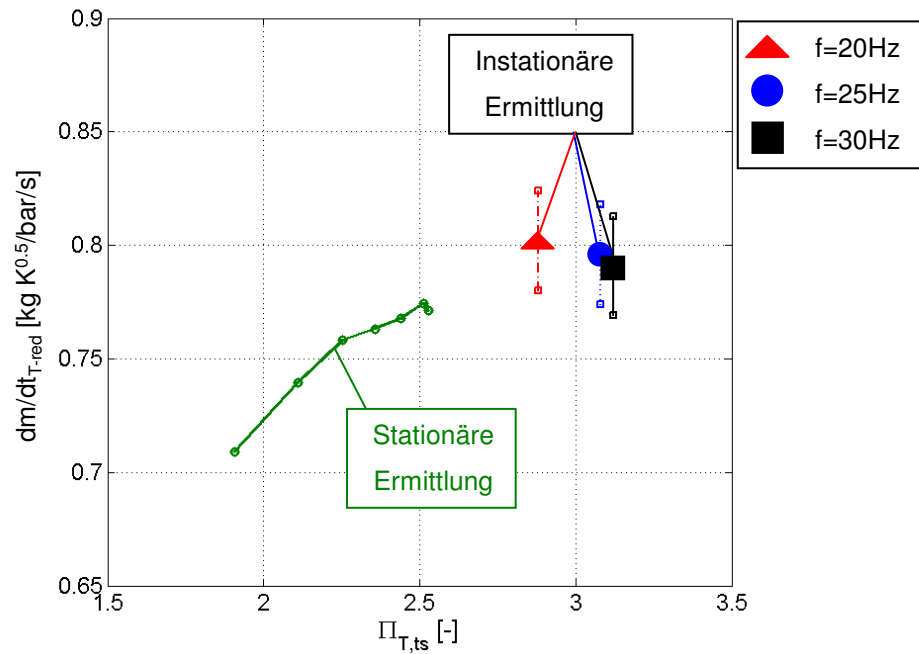


Abb. 4-36 Erweiterung des Turbinendurchsatzkennfeldes; Variation f

$$\overline{n_{\text{ATL-red}}(t)} = 7130 \frac{1}{\min \sqrt{K}}, \quad \overline{P_{\text{V-inst}}(t)} = \text{konst}$$

Zur Kompensation frequenzabhängiger Drehzahlschwankungen wird das Schluckvermögen der Turboladerturbine entlang Linien konstanter reduzierter Drehzahl dargestellt. Gleichwohl nimmt die Umfangsgeschwindigkeit während des Messplateaus beider Parameter bezüglich der Gastemperatur mit sinkender Frequenz ab ($n_{\text{ATL-red-f=20Hz}} < n_{\text{ATL-red-f=30Hz}}$). Die Abnahme der reduzierten Drehzahl resultiert aus der Phasenverschiebung zwischen $u_{\text{T-ein}}$ und $\Delta H_{\text{T,is}}$ während des Messbereiches. Mit abnehmender Laderdrehzahl $n_{\text{ATL-red}}$ erhöht sich je nach Turbinenauslegung das Durchsatzverhalten bei gleichem Turbinendruckgefälle, wodurch die instationär ermittelten Durchsatzkennwerte mit sinkender Frequenz f höhere Werte annehmen.

Die Frequenz der pulsierenden Heißgasströmung hat großen Einfluss auf den instationären Turbinenbetrieb. Bei unveränderter Leistungsaufnahme des Verdichters werden die Gradienten sowie die Amplituden von der Periodenzahl der instationären Gasströmung be-

einflusst. Mit sinkender Periodenzahl nehmen $\overline{\Pi_{T,ts}(t)}$ bzw. das spezifische Enthalpiegefälle $\Delta h_{T,ts}$ während des Messbereiches ab. Gleichzeitig nehmen die Drehzahlschwankungen des Läufers zu. Obgleich unterschiedlicher Absolutgeschwindigkeiten c_s und Turbinenumfangsgeschwindigkeiten u_{T-ein} während des Messbereiches, wird die Turbine bei vergleichbaren zeitlich gemittelten Laufzahlen betrieben.

Gleichwohl operiert die Turbine bei niedrigen Impulsfrequenzen kurzzeitig bei sehr niedrigen Schnelllaufzahlen. Aufgrund der Mittelung thermodynamischer Größen über den quasi-stationären Messbereich werden Einflüsse verschiedener Periodenzahlen kompensiert. Mit Hilfe einer optimierten Methode zur Beschreibung des Turbinenverhaltens während der Druckstöße, können Einflüsse der Impulsfrequenz in den Turbinenkennfeldern entsprechend dargestellt werden.

4.3.4 Einfluss der Turbineneintrittstemperatur

Nach Gl. 2-14 kann die isentrope Düsengeschwindigkeit c_s durch die mittlere Turbineneintrittstemperatur beeinflusst werden.

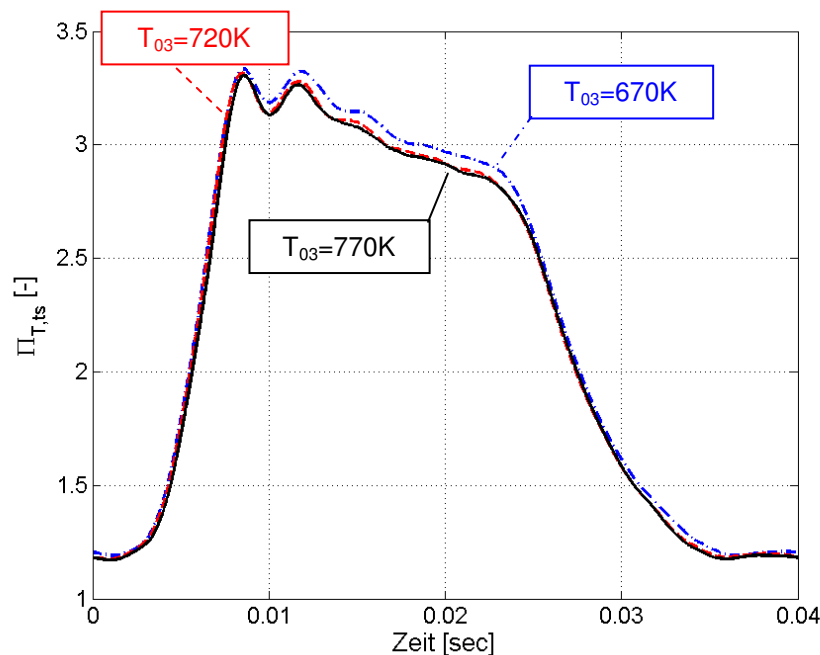


Abb. 4-37 Instationäres Turbinenexpansionsverhältnis, Variation $\overline{T_{03}(t)}$

$$\overline{n_{ATL}(t)} = 185000 \text{ min}^{-1}, \overline{P_{V-inst}(t)} = \text{konst}, f = 25 \text{ Hz}$$

Um die verfügbare Abgasenergie zu erhalten, müssen das $\Pi_{T,ts}$ bzw. \dot{m}_T gleichzeitig angepasst werden. Wegen der Wechselwirkungen beider Parameter können Temperaturänderungen durch geringe Änderung von $\Pi_{T,ts}$ kompensiert werden. Abb. 4-37 stellt die zeitlichen Verläufe der total-statischen Turbinenexpansionsverhältnisse bei verschiedenen Turbineneintrittstemperaturen dar. Die Verdichterleistungsaufnahme sowie die physikalische Drehzahl sind unverändert. Zur Kompensation der Temperaturänderung T_{03} zeigt die Darstellung geringe Änderungen von $\Pi_{T,ts}$.

Die Erhöhung von T_{03} resultiert bei gleicher verfügbarer Abgasenergie in einer Zunahme der isentropen Düsengeschwindigkeit c_s während des quasi-stationären Messbereiches. Folglich wird die Turboladerturbine bei niedrigen Laufzahlen betrieben.

Abb. 4-38 stellt den stationär ermittelten Turbinenwirkungsgrad entlang $\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6650 \frac{1}{\min\sqrt{K}}$ über der Schnelllaufzahl dar. Anknüpfend an die stationär gemessenen Eigenschaften der Strömungsmaschine werden die arithmetischen Mittel des instationär ermittelten Turbinenwirkungsgrades $\eta_{is}\eta_m$ und der Schnelllaufzahl S verschiedener Eintrittstemperaturen dargestellt.

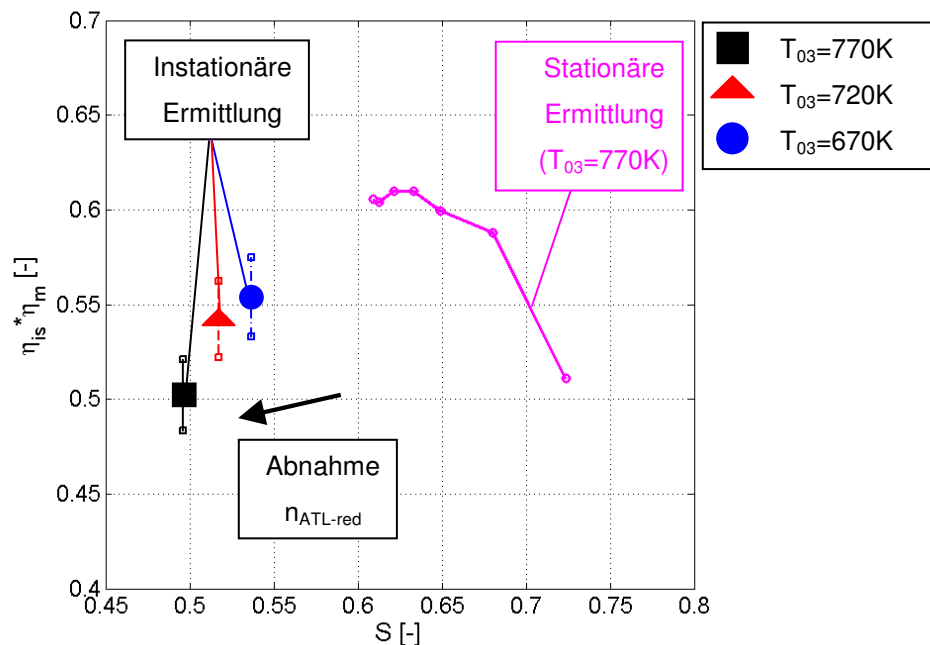


Abb. 4-38 Erweiterung des Turbinenwirkungsgradkennfeldes; Variation $\overline{T_{03}(t)}$

$$\overline{n_{ATL}(t)} = 185000 \text{ min}^{-1}, \overline{P_{V-inst}(t)} = \text{konst}, f = 25 \text{ Hz}$$

Durch Erhöhung von T_{03} wird die Turboladerturbine bei konstanter Leistungsaufnahme des Verdichters, unveränderter mittlerer Laderdrehzahl $\overline{n_{ATL}}(t)$ und Frequenz f der pulsierenden Heißgasströmung bei niedrigerer Schnelllaufzahl betrieben. Gleichwohl wird durch die Variation der Turbineneintrittstemperatur die machsche Ähnlichkeit des Turbinenbetriebes verletzt. Mit steigender $\overline{T_{03}}(t)$ nimmt $\overline{n_{ATL-red}}(t)$ ab. Vergleichbar mit üblichen Turbinenwirkungsggradkennfeldern wandern die Drehzahlkurven mit abnehmender Umfangsgeschwindigkeit zu niedrigeren Laufzahlen.

Die Temperatur der Heißgasströmung bestimmt wesentlich die lokale Schallgeschwindigkeit a und somit die Machzahl Ma . Störungen beeinflussen je nach Ma die Charakteristik der Strömung. Steigt die lokale Machzahl wird der Wirkungsgrad der Strömungsmaschine beeinträchtigt.

Nimmt die Temperatur der Heißgasströmung ab, verringert sich die lokalen Schallgeschwindigkeiten. Gleichzeitig steigen das Turbinenexpansionsverhältnis und damit die lokale Strömungsgeschwindigkeit bei gleichbleibender Leistungsaufnahme des Verdichters. Die lokale Machzahl bzw. Strömungsverluste nehmen zu. Turbinenwirkungsggradkennfelder können entlang Linien konstanter Drehzahl durch Variation der Turbineneintrittstemperatur nicht belastbar ermittelt werden, da Einflüsse der Machzahl auf thermodynamische Eigenschaften des Fluids sehr groß sind. Wird hingegen die reduzierte Drehzahl konstant gehalten, ändert sich der Verdichterbetriebspunkt, der ebenfalls Einfluss auf die Turbinenuntersuchung hat (vgl. 7.5).

Abb. 4-39 stellt die Auswirkungen der Turbineneintrittstemperatur auf das Schluckverhalten der Turbine dar. Die reduzierte Laderdrehzahl der stationären Untersuchung entspricht $n_{ATL-red}$ der instationären Turbinenvermessung bei einer mittleren Turbineneintrittstemperatur $\overline{T_{03}}(t) = 770K$ (Rechteck). Mit sinkender Gastemperatur steigt $n_{ATL-red}$ und das Schluckverhalten der Turbine nimmt bei gleichem Gefälle ab. Mit steigenden lokalen Machzahlen nehmen Strömungsverluste zu, wodurch sich der Durchsatzkennwert der Turbine bei entsprechendem Enthalpiegefälle verringert.

Lokal erreicht die Strömung früher Schallgeschwindigkeit, wodurch örtlich keine weitere Geschwindigkeitserhöhung möglich ist. Bei annähernd gleichem Turbinenexpansionsverhältnis verringert sich das Schluckvermögen und somit der Massendurchsatz mit sinkender Temperatur der pulsierenden Heißgasströmung. CFD Berechnungen von Radialturbinen zeigen gleiche Einflüsse der Strömungstemperatur auf das Durchsatzverhalten der Strömungsmaschine.

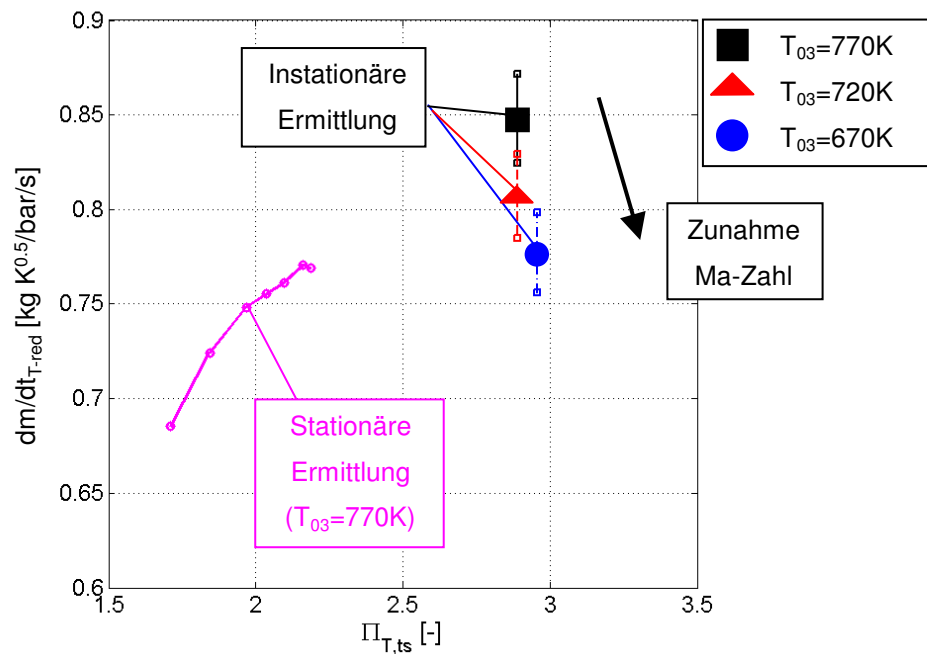


Abb. 4-39 Erweiterung des Turbinendurchsatzkennfeldes; Variation $\overline{T_{03}(t)}$

$$\overline{n_{ATL}(t)} = 185000 \text{ min}^{-1}, \overline{P_{V-inst}(t)} = \text{konst}, f=25\text{Hz}$$

Zur Erweiterung der Turbinenkennfelder eignet sich die Variation der Turbineneintrittstemperatur nicht. Entgegen vergangener Untersuchungen /100/ stellt die $\overline{T_{03}(t)}$ -Änderung trotz Reduzierung entsprechender Parameter keine sinnvolle Methode zur Erweiterung der Turbinenkennfelder bei instationärer Turbinenbeaufschlagung dar. Aufgrund des signifikanten Einflusses der Strömungsmachzahl auf thermodynamische Eigenschaften des Fluids sowie Strahlung und Konvektion und der einhergehenden Beeinflussung der Vermessung sollte die mittlere Temperatur der Heißgasströmung während der Untersuchungen nicht verändert werden. Zur Übertragbarkeit der Messergebnisse auf den Motorbetrieb, sollte das Temperaturniveau der instationären Turbinenanalyse den Randbedingungen des Abgasturboladers im Motorbetrieb gleichkommen.

4.3.5 Anbindung

In den vorangegangenen Abschnitten 4.3.1 bis 4.3.4 werden Methoden vorgestellt, mit deren Hilfe Massendurchsatz- und Wirkungsgradkennfelder von Radialturbinen in motorrelevanten Betriebsbereichen mit Hilfe pulsierender Heißgasströmung erweitert werden kön-

nen. Zur vollständigen Beschreibung thermodynamischer Eigenschaften von Abgasturboladerturbinen entlang spezifischer Drehzahlkurven werden Ergebnisse der instationären Methode mit stationären Vermessungen verbunden. Belastbare Interpolationen der Turbinenkennfelder erfordern geringe Abstände zwischen den einzelnen Messpunkten. Die beschriebenen Methoden zur instationären Turbinenuntersuchung werden kombiniert, um die Turbinencharakteristik im Motorbetrieb fein aufgelöst und zuverlässig beschreiben zu können. Die mittlere Turbineneintrittstemperatur sollte aufgrund von Machzahleinflüssen, Strahlung und Konvektion unverändert bleiben und dem Niveau motorrealistischer Abgasströmung entsprechen. Zur Beschreibung des Turboladerverhaltens entlang einer Linie konstanter reduzierter Drehzahl wird das instationäre Druckprofil am Turbineneintritt variiert.

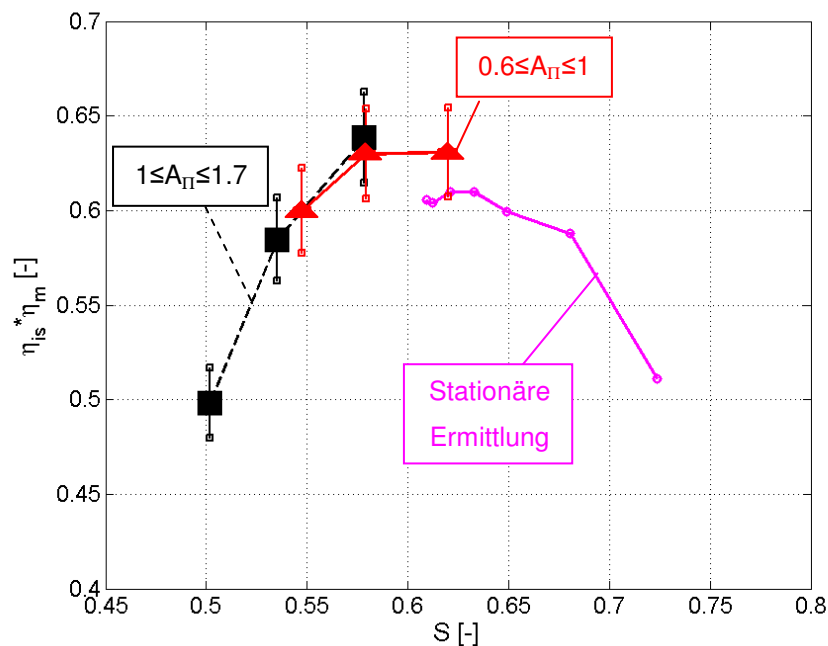


Abb. 4-40 Erweiterung des Turbinenwirkungsgradkennfeldes; Variation A_{Π} und $\overline{\Pi_{T,ts}}$

$$\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}, f=25\text{Hz}$$

Abb. 4-40 stellt den Turbinenwirkungsgrad $\eta_{is}\eta_m$ über der Schnelllaufzahl S bei einer mittleren reduzierten Laderdrehzahl $\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}$ und Turbineneintrittstemperatur $\overline{T_{03}(t)} = 770\text{K}$ dar. Zur Analyse der Turboladerturbine in motorrelevanten Betriebsbereichen werden die standardmäßigen Vermessungen, welche durch die Betriebsgrenzen des Ver-

dichters limitiert sind, durch instationäre Untersuchungen ergänzt. Zur Erweiterung wird die Turboladerturbine mit pulsierender Heißgasströmung und niedriger Druckamplitude beaufschlagt ($A_{\Pi}=0.6$ bis 1). Ausgehend von der stationären Turbinenuntersuchung bei maximaler Verdichterleistung wird die Leistungsaufnahme des Verdichters sukzessive erhöht. Gleichzeitig nimmt die Amplitude A_{Π} der pulsierenden Strömung von 0.6 nahe der Verdichterpumpgrenze bis 1 nahe der –stopfgrenze zu. Mit zunehmendem Enthalpiegefälle über die Turboladerturbine steigt die isentrope Düsengeschwindigkeit c_s , wodurch der Turbinenwirkungsgrad während der Messbereiche bei schrittweise abnehmender Laufzahl gemessen wird (Dreiecke). Im nächsten Schritt wird der Verdichter erneut nahe seiner Pumpgrenze betrieben, jedoch nun mit erhöhter Amplitude $A_{\Pi}=1$ der pulsierenden Gasströmung. Aufgrund zunehmender Auslassdruckstöße nimmt die Beschleunigungsleistung des Läufers zu, wodurch die Turbine bei vergleichsweise niedrigen Laufzahlen untersucht werden kann. Der Verdichtermassenstrom wird nun erneut sukzessive erhöht. Dadurch nimmt die Leistungsaufnahme der Arbeitsmaschine und gleichzeitig die Amplitude der pulsierenden Strömung bis auf $A_{\Pi}=1.7$ nahe der maximalen Leistungsaufnahme des Verdichters zu. Die Turboladerturbine muss mehr Leistung zur Verfügung stellen, in Folge dessen das verfügbare Gefälle $\Delta H_{T, is}$ steigt. Der Wirkungsgrad der Turboladerturbine kann während der temporären quasi-stationären Zustände bei zunehmenden niedrigeren Schnelllaufzahlen untersucht werden (Quadrate).

Die Erweiterung des Turbinenwirkungsgradkennfeldes kann aufgrund der guten Regelbarkeit der Verdichterleistung in sehr feinen Schritten erfolgen. Zuverlässige Interpolationen zwischen den Messpunkten in motorrelevanten Betriebsbereichen sind möglich.

Abb. 4-40 stellt die Anbindung der instationären Turbinenuntersuchung mit verschiedenen Druckamplituden ($A_{\Pi-max}$, $A_{\Pi-min}$) an die standardmäßig stationäre Ermittlung dar. Der Verlauf der Linie konstanter mittlerer Laderdrehzahl $\overline{n_{ATL-red}}$ beschreibt einen stetig parabolischen Verlauf des Turbinenwirkungsgrad über der Laufzahl.

Abb. 4-41 beschreibt den Durchsatzkennwert der Turboladerturbine in Abhängigkeit des total-statischen Turbinenexpansionsverhältnisses $\Pi_{T,ts}$ entlang $\overline{n_{ATL-red}}=konst.$ Die Schlucklinie beschreibt einen stetigen Verlauf des Durchsatzkennwertes über dem Druckgefälle $\Pi_{T,ts}$. Die instationären Untersuchungen knüpfen an die standardmäßig stationären Turbinenvermessungen an, wodurch das Schluckverhalten der Strömungsmaschine in den motorrelevanten Betriebsbereichen beschrieben wird.

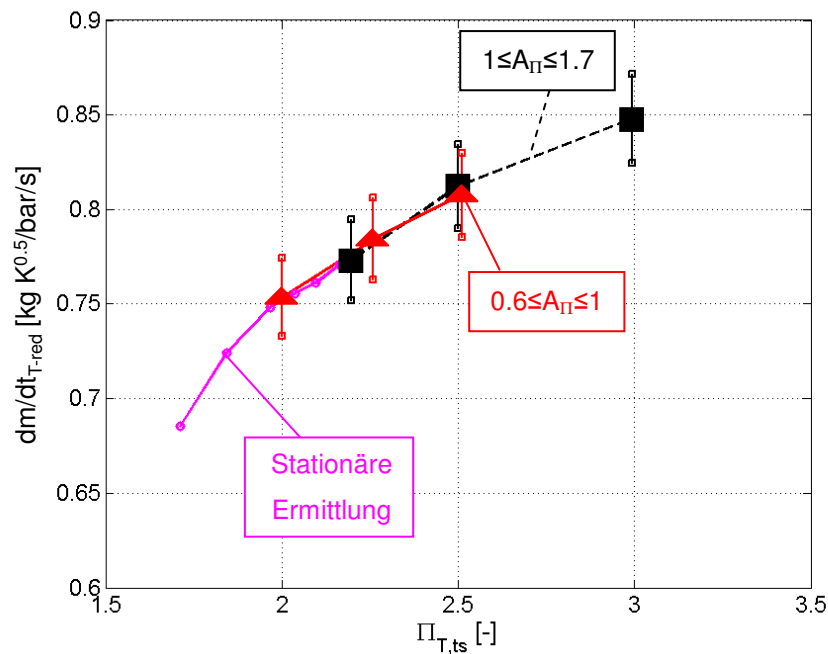


Abb. 4-41 Erweiterung des Turbinendurchsatzkennfeldes; Variation A_{Π} und $\overline{\Pi}_{T,ts}$

$$\overline{n_{ATL-red}}(t) = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}, f=25\text{Hz}$$

Zusätzlich zur Variation der Leistungsaufnahme des Verdichters können die Turbinenkennfelder durch Änderung der Beschleunigungsleistung erweitert werden. Diese wird in erster Linie durch die Amplitude der pulsierenden Heißgasströmung beeinflusst. Durch sukzessive Amplitudenerhöhung können die Kennfelder entlang Linien konstanter Drehzahl zu niedrigen Laufzahlen erweitert werden. Wirkungsgradsprünge aufgrund von betriebspunkt-abhängigen Wärmestromeinflüssen auf den Verdichterwirkungsgrad können durch feine Abstufung der Amplitude A_{Π} minimiert werden. Kombinierte Variationen der Druckamplitude der instationären Gasströmung und des mittleren Turbinenexpansionsverhältnisses mit Hilfe der Verdichterleistungsaufnahme ermöglichen die Ermittlung erweiterter Turbinenkennfelder mit hoher Auflösung, was verlässliche Interpolationen ermöglicht. Die instationäre Messmethode beschreibt eine gleichförmige und fein aufgelöste Synthese mit den standardmäßig stationären Messdaten und resultiert in stetigen und glatten Turbinenkennfeldern. Große Bereiche des Turbinenbetriebes an modernen Hubkolbenmotoren können untersucht und thermodynamische Eigenschaften der Strömungsmaschine in diesen Betriebszuständen ermittelt werden.

5 Ergebnisse der Untersuchungen

Mit Hilfe der vorgestellten Messmethode, welche auf der Ausnutzung zusätzlicher Beschleunigungsleistung beruht, können Turbinenkennfelder gegenüber der stationären Vermessung deutlich erweitert werden. Instationäre und stationäre Untersuchungen bilden eine Synthese und ermöglichen belastbare Interpolationen zur Beschreibung des dynamischen Turboladerverhaltens in motorrelevanten Betriebsbereichen. Am Beispiel eines spezifischen Versuchsladers der Firma Continental (vgl. Tabelle 7-2) wird das Betriebsverhalten der Abgasturboladerturbine bei niedrigen Schnelllaufzahlen analysiert. Auf Grundlage erweiterter Turbinenkennfelder können Aufladeaggregate ideal auf Verbrennungsmotoren angepasst und Agilität sowie Effizienz der Pkw-Antriebe optimiert werden.

Abb.5-1 stellt das erweiterte Turbinenwirkungsgradkennfeld im Vergleich zum numerisch berechneten Turbinenbetrieb mittels GT-Power an einem abgasturboaufgeladenen Zweizylinder Versuchsmotor dar. Der Wirkungsgradverlauf mit den Kreissymbolen beschreibt das standardmäßig stationär ermittelte Turbinenkennfeld, die Rechteck- und Dreiecksymbole stellen die Kennfelderweiterung mit Hilfe der entwickelten Messmethode dar. Der Versuchsmotor wird stationär bei einer Motordrehzahl $n_{eng}=1500\text{min}^{-1}$ und einem effektiven Mitteldruck $BMEP=17\text{bar}$ (Vollast) betrieben (vgl. 7.1). Das Wastegate ist vollkommen geschlossen, sodass der gesamte Abgasmassenstrom durch die Turboladerturbine geleitet wird. Die arithmetisch gemittelte reduzierte Turboladerdrehzahl entspricht im Motorbetrieb

$$\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6000 \frac{1}{\text{min}\sqrt{K}}.$$

Die numerische Berechnung des dynamischen Turbinenverhaltens am Verbrennungsmotor basiert in der Motorprozessrechnung auf den stationär ermittelten Turbinenkennfeldern, wodurch zwischen Simulations- und Versuchsergebnissen resultieren. Die Erweiterung der Kennfelder erfolgt durch sukzessive Variation des mittleren Turbinenexpansionsverhältnisses und der Amplitude der pulsierenden Heißgasströmung (vgl. 4.3.5).

Ungenaue Extrapolationen mittels der Simulationssoftware bei niedrigen Laufzahlen führen zu signifikanten Unterschieden der numerischen Beschreibung des Turboladerverhaltens im Motorbetrieb gegenüber den Messergebnissen (vgl. 2.3).

Durch die messtechnische Erweiterung des Wirkungsgradkennfeldes wird der überwiegende Bereich des Turbinenbetriebes am stoßaufgeladenen Hubkolbenverbrennungsmotor definiert. Dadurch ist eine optimale numerische Untersuchung des Turboladers unter motorrealistischen Betriebsbedingungen möglich.

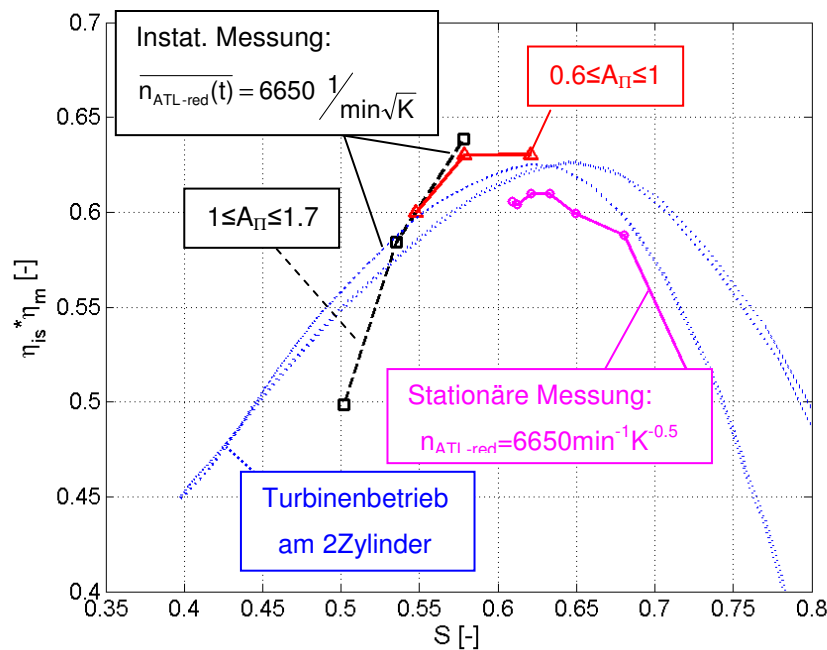


Abb.5-1 Turbinenbetrieb im erweiterten Turbinenwirkungsgradkennfeld

Zur Beschreibung thermodynamischer Eigenschaften der Turboladerturbine in motorrelevanten Betriebsbereichen wird in der Motorprozesssimulation zwischen Messdaten interpoliert oder entsprechend extrapoliert. Interpolationen beschreiben bei entsprechender Datenmenge die Charakteristik der Strömungsmaschine im Gegensatz zu Extrapolationen genau. Die Extrapolation des Turbinenwirkungsgrades basiert auf allgemeinen physikalischen Charakteristiken von Strömungsmaschinen. Ohne entsprechende Messdaten können thermodynamische Eigenschaften spezifischer Turbolader in Bereichen niedriger Schnellaufzahlen nicht ausreichend genau beschrieben werden. Wegen des überwiegenden Abgasenthalpietransports in diesen Betriebsbereichen ist deren Untersuchung für die Analyse des Turboladerbetriebes am Verbrennungsmotor essentiell. Darüber hinaus liefert die instationäre Analyse sehr wichtige Informationen für die Entwicklung innovativer Turbinen über ihre Charakteristik in motorrelevanten Betriebsbereichen.

Neben dem Wirkungsgradverhalten sind Untersuchungen des Schluckvermögens der Turboladerturbine in diesen Betriebsbereichen notwendig, um eine optimale Anpassung der Strömungsmaschinen an den Hubkolbenverbrennungsmotor vornehmen zu können. Abb. 5-2 stellt die Schlucklinie der Turboladerturbine im Vergleich zum Turbinenbetrieb an dem Zweizylinder Versuchsmotor dar. Die neue Messmethode ermöglicht eine zuverlässige Interpolation der Durchsatzkennwerte für einen großen Bereich des motorrealistischen Tur-

binenbetriebes. Die extrapolierten Bereiche können durch die Erweiterung des Kennfeldes deutlich reduziert werden.

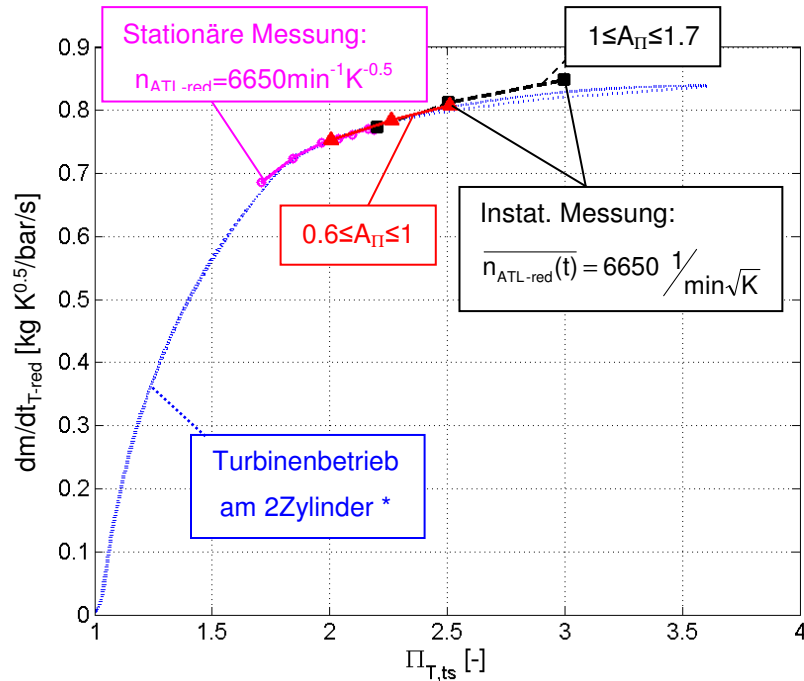


Abb. 5-2 Turbinenbetrieb im erweiterten Turbinendurchsatzkennfeld

Mit Hilfe des definierten Druckprofils und geeigneter schneller Messtechnik zur instationären Ermittlung aller notwendigen Messgrößen, kann die Turboladerturbine in den für den Motorbetrieb bedeutsamen Bereichen betrieben und untersucht werden.

Zur Bewertung der instationären Messmethode werden die erweiterten Kennfelder zur dynamischen Beschreibung des Turboladerverhaltens in der 1D-Simulationsrechnung angewandt. Basierend auf den zusätzlichen Messdaten wird das Turbinenkennfeld in der Simulationssoftware extrapoliert und das Abgasturboladerverhalten bei pulsierender Beaufschlagung numerisch beschrieben. Die Ergebnisse werden mit Simulationsrechnungen auf Grundlage der Standardkennfelder verglichen. Die Berechnungsergebnisse werden Resultaten äquivalenter, instationärer Untersuchungen am erweiterten Prüfstand gegenübergestellt.

Abb.5-3 zeigt zwei repräsentative Drehzahllinien der Turbinenwirkungsgradkennfelder, welche auf Grundlage der Messdaten durch die Motorprozesssoftware erstellt werden. Die Darstellung beschreibt den Turbinenwirkungsgrad η_T in Abhängigkeit des Expansionsver-

hältnisses entlang zweier Drehzahllinien für den gesamten Motorbetrieb. Der gestrichelte bzw. punktierte Verlauf charakterisiert die Turbineneigenschaften auf Basis der Standardkennfelder, welche durch kreisrunde Messpunkte dargestellt werden. Basierend auf der Erweiterung des Wirkungsgradkennfeldes, welche durch die Quadrate in der Abbildung beschrieben werden, nimmt der Turbinenwirkungsgrad bei hohen $\Pi_{T,ts}$ gegenüber den Standardkennfeldern ab (durchgehende bzw. strichpunktierte Linie). Bei Turbinenexpansionsverhältnissen $\Pi_{T,ts}=3$ sinkt der Turbinenwirkungsgrad aufgrund der zusätzlichen Messpunkte um ca. drei Prozentpunkte.

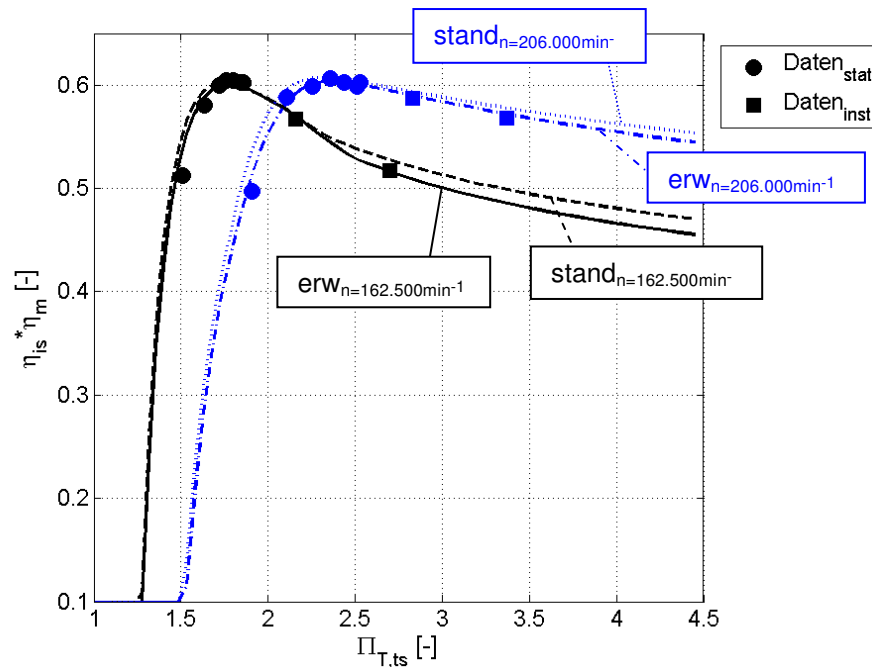


Abb.5-3 Extrapolierte Wirkungsgradkennfelder auf Basis von stationären und instationären Untersuchungen ($T_{03}=770\text{K}$)

Darüber hinaus werden Kennfeldbereiche niedriger Druckgefälle durch die zusätzlichen Messpunkte der instationären Untersuchung bei hohen Turbinenexpansionsverhältnissen beeinflusst. Aufgrund der Extrapolationsmethode der Software werden Parameter in Bereichen beeinflusst, die von den zusätzlichen Messpunkten nicht betroffen sind (vgl. /94/). Da der Energiefluss in diesen Betriebsbereichen niedrig ist, sind Auswirkungen thermodynamischer Eigenschaften der Turbine bei niedrigen Expansionsverhältnissen gering.

Neben dem Wirkungsgradkennfeld wird in Abb. 5-4 das Schluckverhalten der Turbine auf Basis der stationär und instationär ermittelten Messdaten in den motorrelevanten Betriebsbereichen dargestellt. Grundsätzlich nimmt das Durchsatzverhalten durch die zusätzlichen instationär ermittelten Messpunkte zu. Bei hohen Turbinenexpansionsverhältnissen ($\Pi_{T,ts}=3$) steigt der Durchsatzkennwert aufgrund der zusätzlichen Messdaten (Quadrate) um ca. 3%. Betriebsbereiche niedriger Druckgefälle werden durch die Kennfelderweiterung wenig beeinflusst.

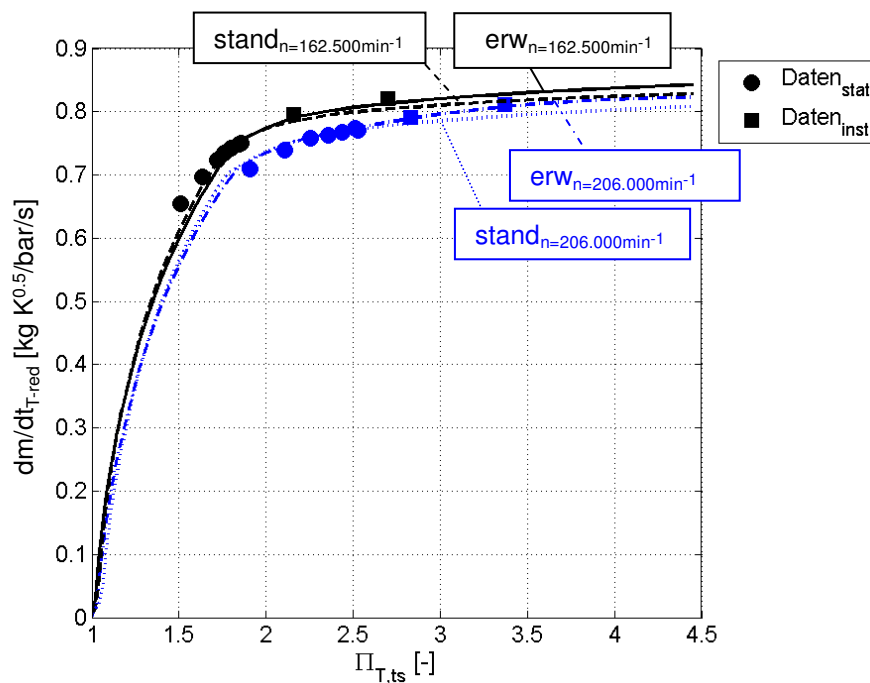


Abb. 5-4 Extrapolierte Durchsatzkennfelder auf Basis von stationären und instationären Untersuchungen ($T_{03}=770K$)

Zur Beurteilung der Messmethode werden 1D-Simulationsrechnungen auf Grundlage der erweiterten und der Standardkennfelder der Turboladerturbine durchgeführt. Die Resultate der Simulationsrechnungen werden mit den entsprechenden Messergebnissen verglichen. Verschiedene instationäre Randbedingungen der Turboladerturbine ($\Pi_{T,ts}(t)$, $T_{03}(t)$ und $n_{ATL}(t)$) werden in den Simulationsrechnungen entsprechend repräsentativer äquivalenter Messungen definiert.

Die Bewertung der stationär und instationär ermittelten Turbinenkennfelder erfolgt ähnlich der nach K. Zinner definierten Beiwerte zur Beschreibung von Einflüssen pulsierender Zuführung der Abgasenergie /124/. Während einer Phase des Auslassdruckstoßes werden

die arithmetischen Mittelwerte des numerisch berechneten Turbinenmassenstromes $\overline{\dot{m}_T}$ und der Verdichterleistung $\overline{P_V}$ ermittelt und mit äquivalenten Größen repräsentativer Messungen verglichen.

Abb. 5-5 zeigt den Einfluss der Kennfelderweiterung auf die Genauigkeit der numerischen Beschreibung des dynamischen Turboladerverhaltens in GT-Power.

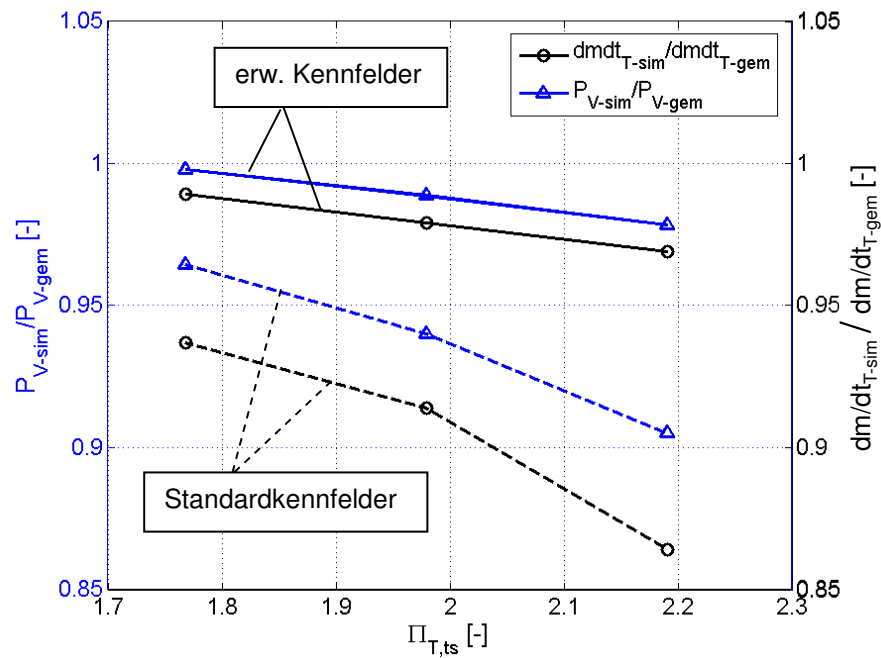


Abb. 5-5 Vergleich zwischen Simulations- und Messergebnissen am erweiterten

Heißgasprüfstand, $\overline{n_{ATL-red}(t)} = 6650 \frac{1}{\min\sqrt{K}}$, $f=25\text{Hz}$

Die Abbildung stellt auf beiden Ordinatenachsen die Quotienten aus berechneter und äquivalenter gemessener Größen dar. Auf der linken Ordinate wird das Verhältnis zwischen der Verdichterleistung $\overline{P_{V-i}}$ aufgetragen. Der Quotient aus den arithmetisch gemittelten Turbinenmassenströmen $\overline{\dot{m}_{T-i}}$ wird auf der rechten Ordinate abgebildet. Die untersuchten Turbinenbetriebszustände werden anhand des mittleren, total-statischen Turbinenexpansionsverhältnisses $\overline{\Pi_{T,ts}}$ auf der Abszisse dargestellt. Die Turbinenbetriebspunkte entsprechen den in Abschnitt 4.3.1 diskutierten Untersuchungen. Zur instationären Untersuchung niedriger Turbinenexpansionsverhältnisse wird der Radialverdichter nahe seiner Pumpgrenze betrieben. Durch sukzessive Erhöhung des Verdichtermassenstromes (Verdichterkenn-

feldmitte bis Stopfgrenze) werden höhere Enthalpiegefälle über die Turboladerturbine untersucht.

Die gestrichelten Kurven bilden die Quotienten der Resultate aus Simulationsrechnungen auf Basis der Standardkennfelder und äquivalenter Messungen ab. Durchgehende Verläufe beschreiben die Ergebnisse unter Verwendung erweiterter Turbinenkennfelder. Die Kreissymbole stellen die Quotienten der Durchsätze dar, die Dreiecksymbole beziehen sich auf die Verhältnisse der arithmetisch gemittelten Verdichterleistung.

Unter Verwendung erweiterter Turbinenkennfelder nehmen Abweichungen zwischen Resultaten aus Simulationsrechnungen und äquivalenten Messungen gegenüber Standardkennfeldern deutlich ab. Das dynamische Verhalten der Abgasturboladerturbine wird auf Basis der erweiterten Turbinenkennfelder numerisch genauer beschrieben.

Unabhängig von den verwendeten Turbinenkennfeldern sind die 1D-berechneten Parameter $\overline{\dot{m}_{T-i}}$ und $\overline{P_{V-i}}$ niedriger als die gemessenen Größen.

$$\text{Gl. 5-1} \quad \left| \frac{\overline{i_{\text{sim}}}}{\overline{i_{\text{gem}}}} \right|_i < 1, \text{ mit } i = \dot{m}_{T-i} \text{ oder } P_{V-i}$$

Grundsätzlich gilt im betrachteten Betriebsbereich nach Gl. 5-1, dass für eine Variable i das Verhältnis zwischen der numerisch berechneten und gemessenen Größe $i_{\text{sim}}/i_{\text{gem}}$ unter pulsierender Beaufschlagung kleiner als eins ist. Auf Grundlage instationär ermittelter Kennfelder sind $i_{\text{sim}}/i_{\text{gem}}$ jedoch deutlich größer als auf Basis von Standardkennfeldern. Abweichungen zwischen numerisch beschriebenen und gemessenen Parametern sind unter Verwendung zusätzlicher Messdaten unverkennbar geringer (Gl. 5-2).

$$\text{Gl. 5-2} \quad \left| \frac{\overline{i_{\text{sim}}}}{\overline{i_{\text{gem}}}} \right|_{\text{stand}} < \left| \frac{\overline{i_{\text{sim}}}}{\overline{i_{\text{gem}}}} \right|_{\text{erw}} \sim 1$$

Gleichwohl sind die Verläufe von $\overline{\dot{m}_{T-\text{sim}}}/\overline{\dot{m}_{T-\text{gem}}}$ und $\overline{P_{V-\text{sim}}}/\overline{P_{V-\text{gem}}}$ über $\overline{\Pi_{T,ts}}$ unabhängig von den verwendeten Turbinenkennfeldern monoton fallend. Die negativen Gradienten nehmen mit dem Expansionsverhältnis ab. Die Abweichungen zwischen Simulations- und Versuchsergebnissen nehmen mit zunehmendem Druckgefälle und Amplituden zu. Mit steigenden Druckstößen der pulsierenden Turbinenströmung wird die Strömungsmaschine verstärkt in unzureichend gemessenen Bereichen betrieben. Aufgrund des hohen Enthal-

pietransportes in diesen Betriebsbereichen nimmt die Genauigkeit der numerischen Beschreibung des dynamischen Turboladerverhaltens ab.

Ferner ist $\dot{m}_{T-sim}/\dot{m}_{T-gem}|_{stand}$ im Vergleich zu den Quotienten der Verdichterleistung kleiner.

Die Abweichungen zwischen den numerisch berechneten und gemessenen Massenströmen sind folglich größer als Unterschiede zwischen den Leistungen \overline{P}_{V-i} (Gl. 5-3). Auf Basis der Standardkennfelder werden Massendurchsätze des spezifischen Abgasturboladers bei hohem Enthalpiegefälle in der Simulationsrechnung zu niedrig berechnet. Gleichzeitig wird der Turbinenwirkungsgrad η_T zu hoch ermittelt. Bezüglich der Turbinenleistung werden dadurch zu niedrige Turbinenmassenströme bei hohen Gefällen teilweise kompensiert.

Gl. 5-3

$$\frac{\dot{m}_{T-sim}}{\dot{m}_{T-gem}|_{stand}} < \frac{\overline{P}_{V-sim}}{\overline{P}_{V-gem}|_{stand}}$$

Gl. 5-3 gilt ebenfalls unter Verwendung der erweiterten Turbinenkennfelder.

Die Vergleiche zwischen den Resultaten verschiedener Simulationsrechnungen und den äquivalenten Versuchsergebnissen zeigen, dass auf der Basis von erweiterten Turbinenkennfeldern das dynamische Turboladerverhalten numerisch genauer beschrieben wird.

Auf Grundlage der erweiterten Messungen thermodynamischer Eigenschaften der Turboladerturbine können die Charakteristiken von Verdichter und Turbine optimal auf den Motorbetrieb angepasst werden /4/. Mit Hilfe von exakteren Berechnungen der Interaktionen zwischen dem Aufladeaggregat und der Verbrennungskraftmaschine können Effizienz und Agilität des Pkw-Antriebes deutlich verbessert werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Downsizing und Abgasturboaufladung mit konsequenter Nutzung der Stoßaufladung sind Schlüsseltechnologien zukünftiger Pkw-Antriebe, um Ansprüche an Effizienz, Agilität und Emissionen zu erfüllen. Zunehmend dynamische Betriebszustände der Abgasturboladerturbinen führen zu neuen Herausforderungen im Turbinendesign und in der Optimierung von Interaktionen zwischen dem Hubkolbenverbrennungsmotor und dem Aufladeaggregat. Die Entwicklung von Abgasturboladern und deren Anpassungen an Verbrennungsmotoren erfolgen überwiegend auf Grundlage von messtechnisch ermittelten Kennfeldern beider Strömungsmaschinen des Aufladeaggregates. Diese werden nach dem "Turbocharger Gas Stand Test Code SAE J1826" an stationär betriebenen Heißgasprüfständen ermittelt. Aufgrund der hohen Abgastemperatur und einhergehenden Strahlung des Turbinengehäuses und des konvektiven Wärmestroms kann die Turbine nicht als adiabat angesehen werden. Aus diesem Grund wird ein Leistungsgleichgewicht zwischen Turbine und Verdichter angestrebt um den Turbinenwirkungsgrad ermitteln zu können. Dadurch werden mechanische Verluste des Turboladers implizit im Turbinenwirkungsgrad berücksichtigt. Die gemessenen Turbinenkennfelder beschreiben wegen des eingeschränkten Betriebsbereiches des Verdichters nicht den gesamten motorrelevanten Betriebsbereich der Turbine. Untersuchungen an einem 2Zylinder Versuchsmotor zeigen, dass Turboladerturbinen im Motorbetrieb überwiegend in Bereichen niedriger Schnelllaufzahlen betrieben werden. Aufgrund des hohen Enthalpiestromes wird der Motorbetrieb von der Turbinencharakteristik in jenen Betriebszuständen signifikant beeinflusst. Ohne besondere Maßnahmen können diese Turbinenbetriebsbereiche nicht untersucht werden. Die Entwicklung und Optimierung innovativer Turbinen erfordert Kenntnisse über diese Betriebsbereiche.

Zur Untersuchung von Wechselwirkungen zwischen aufgeladenen Verbrennungsmotoren und Aufladesystemen stellt die Motorprozessrechnung eine wichtige Technologie in der Motorenentwicklung dar. Die numerische Beschreibung des Turboladerverhaltens im Motorbetrieb mit Hilfe der Simulationsrechnung erfolgt ebenfalls auf Basis von gemessenen Turboladerkennfeldern. Aufgrund des eingeschränkten Messbereiches der Turbinenkennfelder werden diese extrapoliert, um das dynamische Turboladerverhalten im Motorbetrieb numerisch beschreiben zu können. Berechnungen stationärer und transienter Motorprozesse sind auf Grundlage stationär ermittelter Kennfelder nicht ausreichend genau. Aufgrund der Leistungsbilanz, welche zur Ermittlung des Turbinenwirkungsgrades eingestellt wird, und der einhergehenden Berücksichtigung mechanischen Verluste im Turbinenwirkungsgrad können numerische Untersuchungen des Turboladerverhalten im Motorbetrieb

auf Grundlage stationär ermittelter Kennfelder zu ungenauen Ergebnissen führen. Die Extrapolation dieser Turbinenkennfelder beschreibt oftmals das thermodynamische Verhalten des Turboladers in motorrelevanten Betriebsbereichen unzuverlässigen. Gleichwohl zeigen Untersuchungen, dass die quasi-stationäre Berechnungsmethode heutiger Simulationsprogramme auf Grundlage geeigneter Turboladerkennfelder ein gutes Verfahren zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens von Turboladerturbinen darstellt.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird eine Systematik entwickelt, mit der Wirkungsgrad- und Massendurchsatzkennfelder von Pkw-Turboladerturbinen erweitert werden, indem die Strömungsmaschine instationär betrieben und untersucht wird. Durch Schaffung motorrealistischer Betriebsbedingungen des Turboladers hat dieses Verfahren das Potential Turboladerkennfelder die am stationären Heißgasprüfstand ermittelt wurden sinnvoll zu ergänzen. Mit Hilfe einer zusätzlichen Versuchseinrichtung, zur Erzeugung einer pulsierenden Heißgasströmung, wird die Abgasturboladerturbine an einem standardmäßigen Heißgasprüfstand kontinuierlich beschleunigt und verzögert. Durch Beaufschlagung der Turboladerturbine mit definiert pulsierendem Heißgas wird zusätzlich Beschleunigungsleistung des Läufers ausgenutzt, wodurch der Abgasturbolader in motorrelevanten Betriebsbereichen vermessen und analysiert werden kann. Im Wesentlichen besteht der entwickelte Prüfstand aus einem Impulserzeuger und einem Impulsdämpfer, welcher die Heißgasbrennkammer gegen Reflexionswellen abgesichert und die pulsierende Heißgasströmung maßgeblich beeinflusst. Mit Hilfe eines geeigneten Druckverlaufes werden temporär stationäre Strömungsbedingungen erzeugt, sodass thermodynamische Zustände in der Turbine messtechnisch verlässlich beschrieben werden können. Das zur instationären Untersuchung des dynamischen Abgasturboladerverhaltens notwendige Druckprofil wird durch akustische und gasdynamische Abstimmung des Impulsdämpfers und des Impulserzeugers erreicht. Ferner werden Machzahlen, Wärmeströme, Axialschübe und weitere Randbedingungen mit Einfluss auf die Untersuchung des Turbinenbetriebes den Verhältnissen am Verbrennungsmotor angepasst. Somit sind die Messergebnisse zur Charakterisierung des Aufladeaggregates verlässlich auf den Motorbetrieb übertragbar.

Die dazu notwendige Messtechnik wird für den spezifischen Anwendungsbereich entwickelt und weiterentwickelt, sodass zuverlässige Messergebnisse gewonnen werden. Zur instationären Vermessung der Turbine werden das total-statische Expansionsverhältnis, die Totaltemperatur am Turbineneintritt sowie der Turbinenmassenstrom und die Turboladerdrehzahl mit hohen Abtastraten ermittelt. Darüber hinaus wird der instationäre Verdichterbetrieb im stationär ermittelten Verdichterkennfeld auf Grundlage schneller Laderdruck-

und Drehzahlmessungen entsprechend interpoliert. Die Temperaturschwankungen werden mittels einer Kompensationstechnik auf Grundlage zweier schneller Temperatursignale ermittelt. Der instationäre Turbinenmassenstrom wird mit Hilfe einer stromaufwärts der Turbine positionierten, kalibrierten Messdüse gemessen.

Parallel wird ein entsprechendes Berechnungsmodell des erweiterten Prüfstandes entwickelt, womit Messgrößen plausibilisiert und die numerische Beschreibung des Turboladerverhaltens untersucht werden kann.

Abb.6-1 stellt exemplarisch einen definierten Druckverlauf p_{32} am Turbineneintritt mit entsprechendem quasi-stationären Messbereich dar. Ferner zeigt die Abbildung, dass der instationär berechnete Turbinenwirkungsgrad $\eta_{is}\eta_m$ über der Schnellaufzahl S eine Hystereseschleife beschreibt. Aufgrund von Füll- und Entleereffekten während der steigenden und fallenden Flanke des Druckprofils können Charakteristiken der Strömungsmaschine in jenen Bereichen messtechnisch nicht eindeutig beschrieben werden. Während des Messplateaus stellen sich kurzzeitig quasi-stationäre Zustände ein, woraufhin phasenkorrigierte Messgrößen die Strömung in den Schaufelkanälen der Turbine zuverlässig beschreiben. Thermodynamische Eigenschaften der Strömungsmaschine können zu dieser Zeit verlässlich untersucht und in motorrelevanten Betriebsbereichen belastbar dargestellt werden.

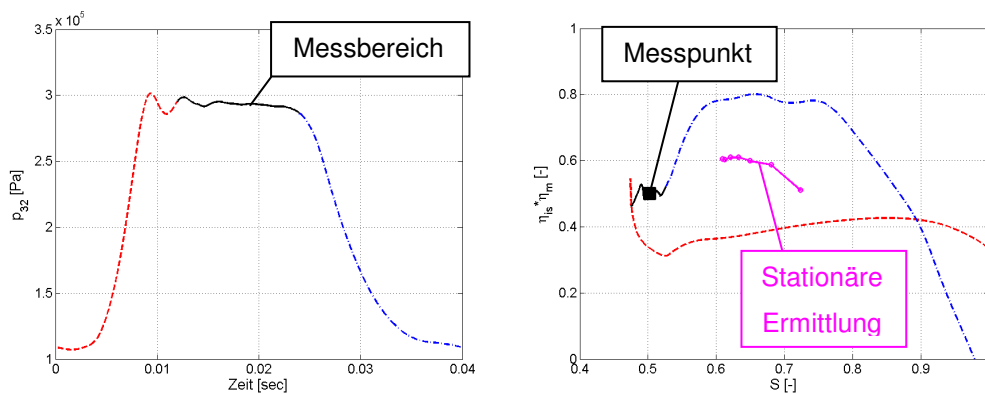


Abb. 6-1 Druckverlauf am Turbineneintritt und instationärer Turbinenwirkungsgrad $\eta_{is}\eta_m$ über Laufzahl S

$$\overline{n_{ATL-red}}(t) = 6650 \frac{1}{\min \sqrt{K}}$$

Während des Messbereiches können Turbineneigenschaften entsprechend des instationären Druckverlaufes in einem Messpunkt untersucht werden. Mit Hilfe eines geeigneten Kriteriums werden quasi-stationäre Zustände und damit eine verlässliche Beschreibung der Turbinenströmung gewährleistet. Zur Ermittlung erweiterter Turbinenkennfelder wird neben

dem Verdichterbetriebspunkte das instationäre Druckprofil variiert. Durch Variation der Gradienten, der Amplituden oder der Frequenz der pulsierenden Heißgasströmung, kann die Beschleunigungsleistung des Laders und somit die Aufnahme der Turbinenleistung angepasst werden. Die Turbineneintrittstemperatur wird im Mittel entsprechend des Motorbetriebes am Prüfstand eingestellt. Durch Kombination verschiedener Methoden zur instationären Turbinenuntersuchung können Wirkungsgrad- und Massendurchsatzkennfelder mit hoher Abtastrate erweitert werden, wodurch solide Interpolationen des Turbinenkennfelders bei niedrigen Laufzahlen möglich sind. Die instationäre Messmethode bildet eine Synthese mit stationären Turbinenvermessungen und deckt einen Großteil des Turbinenbetriebes an aufgeladenen, modernen Hubkolbenverbrennungsmotoren ab.

Messergebnisse vom erweiterten Prüfstand werden mit Resultaten von äquivalenten 1D-Simulationsrechnungen verglichen. Berechnungsergebnisse unter Verwendung erweiterter Messdaten werden Resultaten auf Grundlage der Standardkennfelder gegenübergestellt. Die Ergebnisse zeigen bezüglich Messergebnissen eine sehr gute numerische Beschreibung des dynamischen Turboladerverhaltens auf Basis erweiterter Turbinenkennfelder. Auf Grundlage dieser Kennfelder können Interaktionen zwischen dem Verbrennungsmotor und dem Aufladeaggregat numerisch genauer berechnet und untersucht werden, wodurch der Turbolader optimal auf den Motor angepasst werden kann. Dies ermöglicht eine Steigerung der Effizienz turboaufgeladener Pkw-Antriebe, besonders bei niedrigen Motordrehzahlen. Erweiterte Messergebnisse erlauben die Entwicklung und Analyse innovativer Abgasturbolader, welche im Hinblick auf ihren Einfluss auf das Betriebsverhalten des Verbrennungsmotors optimiert werden können. Durch ideale Anpassungen des Aufladesystems können Effizienz, Dynamik und Leistungsverhalten aufgeladener Verbrennungsmotoren verbessert und Abgasemissionen reduziert werden.

Zunehmend strengere gesetzliche und kundenspezifische Anforderungen an moderne aufgeladene Pkw-Antriebe erfordern optimale Nutzung der Abgasenthalpie sowie Anpassung von Aufladeaggregat und Verbrennungsmotor. Zur verbesserten Nutzung des Enthalpiegefälles im Abgas eines stoßaufgeladenen Downsizingmotors, sind hohe Wirkungsgrade der Turboladerturbine während eines Enthalpiestoßes bei gleichzeitig niedriger Massenträgheit des Aggregates sinnvoll.

Aufgrund der sehr hohen Drehzahlen eines Pkw-Turboladers, sind die Schaufeln derzeitiger Radialturbinen aus Festigkeitsgründen auf radial endenden Strahlen konstruiert, um den hohen Fliehkräften Stand zu halten. Die Anpassung der Eintrittskanten einer Radialturbine an das Geschwindigkeitsdreieck während eines Druckstoßes ist somit bedingt mög-

lich. Um die verfügbare Energie im Abgas während eines Auslassdruckstoßes optimal nutzen zu können, kann der radialen Anströmung der Turbine ein axialer Anteil ergänzt werden (Radial-Axial-Turbine /66/). Zur Nutzung dieser Geschwindigkeitskomponente wird die Eintrittskante der Turbinenschaufel entsprechend axial modifiziert, ohne die Festigkeit der Strömungsmaschine nachhaltig zu beeinträchtigen. Durch Anpassung der Schaufel an das Geschwindigkeitsdreieck während eines Auslassdruckstoßes kann der Wirkungsgrad bei niedrigen Schnelllaufzahlen optimiert werden. Zusätzlich haben Axialturbinen ein tendenziell höheres Schluckvermögen, wodurch die Radgröße im Vergleich zur Radialturbine reduziert und das Massenträgheitsmoment herabgesetzt werden kann. Im Vergleich zu Radialturbinen haben Radial-Axial-Turbinen thermodynamisch signifikant unterschiedliche Eigenschaften. Zur Entwicklung und Untersuchung der Charakteristik solcher innovativer sowie herkömmlicher Turbinendesigns ist die Vermessung und Analyse des Aufladeaggregates in motorrelevanten Betriebsbereichen essentiell.

7 Anhang

In den folgenden Abschnitten werden experimentelle und numerische Grundsatzuntersuchungen zum dynamischen Turboladerverhalten in motorrelevanten Betriebsbereichen diskutiert. Die Untersuchungen dienen zum Verständnis des instationären Turbinenbetriebes an modernen, aufgeladenen Pkw-Motor sowie der Argumentation verschiedener Annahmen zur Entwicklung der in dieser Arbeit vorgestellten Methoden.

7.1 Die Turboladerturbine im Motorbetrieb

Zur Entwicklung eines erweiterten Prüfstandes sind Kenntnisse über die Turbinenbeaufschlagung und das Betriebsverhalten des Turboladers am Verbrennungsmotor unbedingt notwendig. An einem direkteinspritzenden 2-Zylinder Downsizingmotor mit 0.9 l Hubraum werden Einflüsse der pulsierenden Abgasmassenströmung auf das Betriebsverhalten des Turboladers (Tabelle 7-2) experimentell untersucht [38]. Aufgrund der großen Zündabstände von 360°KW eignet sich der Zweizylinder-versuchsmotor zur Analyse von Einflüssen pulsierender Abgasströmung auf das dynamische Turboladerverhalten. Im Folgenden werden stationäre Lastpunkte des Versuchsmotors diskutiert.

- **Experimentelle Untersuchungen am Versuchsmotor**

Abb. 7-1 zeigt schematisch den direkteinspritzenden Versuchsmotor, an dem das dynamische Verhalten der Abgasturboladerturbine unter realistischen Bedingungen untersucht wird.

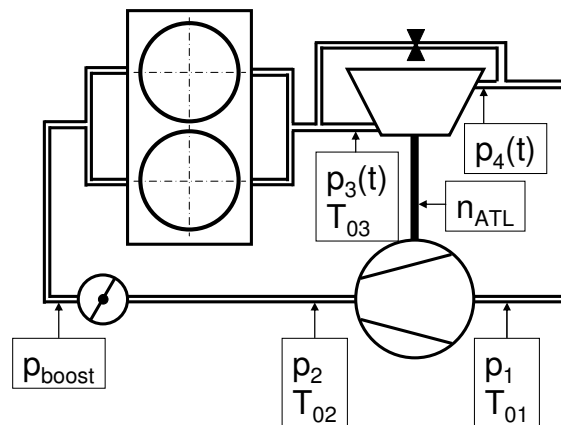


Abb. 7-1 Schematische Darstellung des 2Zylinder Versuchsmotors

Die abgebildeten Messgrößen werden mit Hilfe der in Tabelle 7-1 dargestellten Sensoren ermittelt. Außer dem Turbinenexpansionsverhältnis werden alle Messgrößen stationär ermittelt. Zur Untersuchung des dynamischen Turboladerverhaltens sind neben dem Turbinenexpansionsverhältnis weitere instationäre Messgrößen notwendig. Nach Gl. 7-13 werden die Schwankungen der Abgastemperatur als eine isentrope Zustandsänderung angenommen. Aus dem massenstromgemittelten Temperatursignal und der lokalen Druckschwankungen lässt sich die instationäre Abgastemperatur abschätzen. Darüber hinaus sind Schwankungen des Turbinenmassenstromes zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens notwendig. Zur Erweiterung des stationär ermittelten Durchsatzverhaltens der Turbine wird der stationär gemessene reduzierte Turbinenmassenstrom $dm/dt_{red-gem}$ nach Gl. 2-7 auf das rotierende System bezogen ($dm/dt_{red-rot}$).

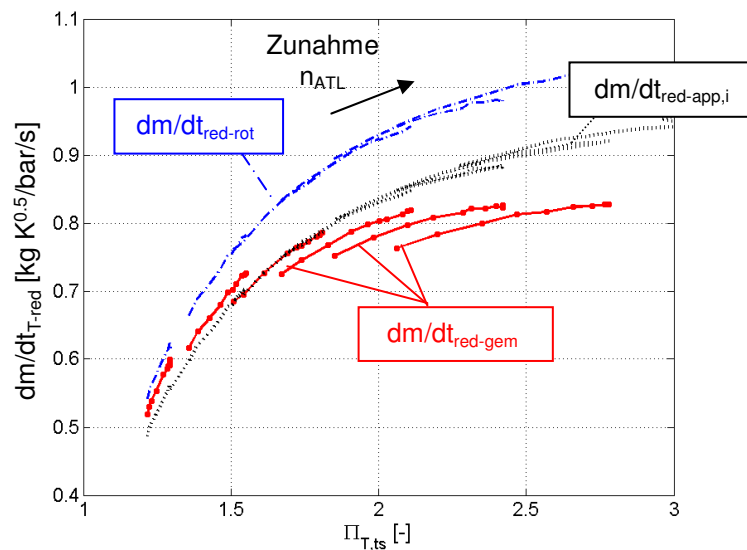


Abb. 7-2 Erweiterung des stationäre ermittelten Durchsatzkennfeld der Turboladerturbine

Nach Gl. 7-1 können die Schlucklinien mit Hilfe von $dm/dt_{red-rot}$ und der entsprechenden Umfangsmachzahl für jede Drehzahllinie erweitert werden [33]. Aus dem erweiterten Durchsatzkennfeld lassen sich gemäß der gemessenen mittleren Laderdrehzahl die Schwankungen des Turbinenmassenstromes $dm/dt_{red-rot}$ in Abhängigkeit des instationären Turbinenexpansionsverhältnisses abschätzen. Nach Gl. 7-1 ergibt sich daraus der instationäre reduzierte Turbinenmassenstrom $dm/dt_{red-app,i}$, der sich zur Extrapolation stationär gemessener Durchsätze sehr gut eignet.

Gl. 7-1
$$\dot{m}/dt_{\text{red-app},i}(t) = \dot{m}/dt_{\text{red-rot}}(t) \cdot \left(1 - \frac{\bar{\kappa} - 1}{2} \cdot \overline{Mu_i^2} \right)^{\frac{\bar{\kappa} - 1}{\bar{\kappa}}} = F(\Pi_{T,ts}(t))$$

Als Vergleichsgröße wird der zeitlich gemittelte Abgasmassenstrom aus der eingespritzten Kraftstoffmenge und der angesaugten Luft berechnet. Zur definierten Bestimmung des mittleren Turbinenmassenstromes werden die Lastpunkte bei geschlossenem Wastegate untersucht. Die Laderdrehzahl wird während eines Arbeitszyklus als konstant angenommen. Abb. 7-3 stellt das Turbinenexpansionsverhältnis über dem Kurbelwinkel für die stationären Volllastdrehzahlen 1500 und 2500min⁻¹ dar. Die Phase zwischen beiden Verläufen resultiert aus den unterschiedlichen Steuerzeiten, die entsprechend der Lastpunkte auf maximale effektive Mitteldrücke optimiert werden /38/.

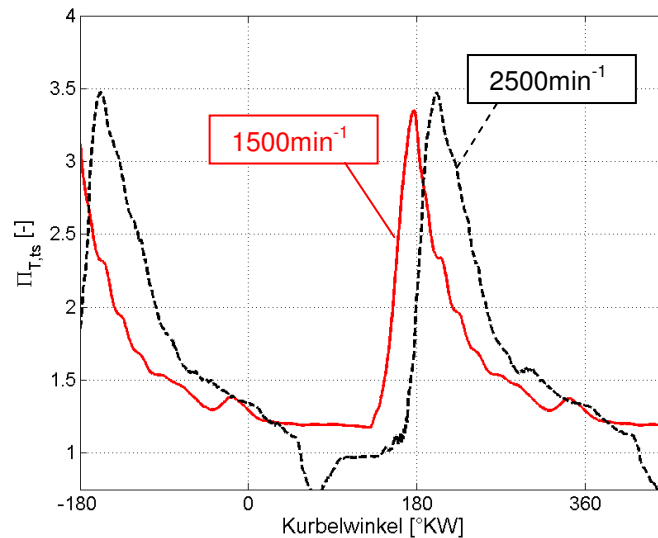


Abb. 7-3 Turbinenexpansionsverhältnis (Volllast)
(Versuchsergebnisse)

Das gemessene Turbinenexpansionsverhältnis $\Pi_{T,ts}$ nimmt kurzzeitig Werte an, die den Mittelwert um mehr als 100% überragen. Da die Laderdrehzahl während eines Arbeitstaktes aufgrund seiner Trägheit θ_{ATL} relativ konstant bleibt, wird die Turbine temporär bei sehr niedrigen Laufzahlen betrieben. Aufgrund annähernd phasengleicher Schwankungen von Abgasmassenstrom, Turbineneintrittstemperatur und des Turbinendruckverhältnisses, wird bei hohen Druckverhältnissen ein Großteil der Abgasenthalpie übertragen. Abb. 7-4 stellt

die aufsummierte isentrope Turbinenleistung $P_{T,is}$ über einen Arbeitszyklus in Abhängigkeit von der sortierten Laufzahl S dar. Die Bestimmung von S und $P_{T,is}$ erfolgt mit Hilfe der oben genannten Annahmen für die Bestimmung der Turbinenmassenstrom- und Turbineneintrittstemperaturschwankungen. Die Laderdrehzahl wird als konstant angenommen.

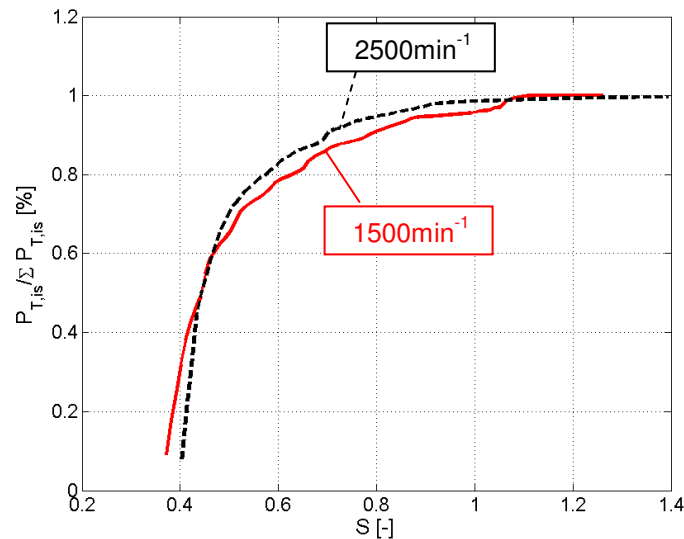


Abb. 7-4 Aufsummierte Turbinenleistung eines Arbeitszyklus über die Schnelllaufzahl (Versuchsergebnisse)

Abb. 7-4 zeigt, dass an dem Zweizylinder-Versuchsmotor die Energieumsetzung in der Turbine überwiegend bei niedrigen Schnelllaufzahlen erfolgt. Bei Motordrehzahlen von 1500 und 2500 min⁻¹ werden ca. 80% der Abgasenergie bereits bei Schnelllaufzahlen von kleiner als 0.6 übertragen. Bei niedriger Motordrehzahl sind die Druckgradienten der pulserenden Abgasströmung sehr groß, wodurch die Turboladerturbine temporär bei sehr niedrigen Laufzahlen betrieben wird. Die Untersuchungen zeigen, dass die Betriebsbedingungen der Turboladerturbine an einem stoßaufgeladenen Versuchsmotor sehr stark schwanken. Darüber hinaus wird ein überwiegender Teil der Abgasenthalpie übertragen, wenn die Turbine in Zuständen betrieben wird, die an standardmäßig stationären Heißgasprüfständen nicht untersucht werden können. Für die Untersuchung und Optimierung von Turboladerturbinen an aufgeladenen Verbrennungsmotoren sind Informationen über die thermodynamischen Eigenschaften dieser Turbinenbetriebsbereiche essentiell.

7.2 Einfluss des Abgassystems auf die verfügbare Abgasenergie

In Abschnitt 2.1 werden Einflüsse des Abgassystems auf die zur Verfügung stehende Enthalpie bei der Abgasturboaufladung diskutiert. Ferner wird am entwickelten Prüfstand die Amplitude der pulsierenden Heißgasströmung durch das Volumen des Abgassystems beeinflusst. Demzufolge werden im Folgenden Einflüsse der Abgasanlage auf die verfügbare Enthalpiegefälle über die Turbine untersucht.

Neben der verfügbaren Abgasenergie am Turbineneintritt wird der Ladungswechsel des Motors von dem Abgassystem beeinflusst. Ein geringes Volumen der Abgasleitung bewirkt ein schnelles Abfallen des Druckes am Ende der Auslassdruckstöße, wodurch Spülverluste und die Ausschiebearbeit verringert werden. Um Druck- und kinetische Energie der Druckwellen möglichst effektiv an die Turbinen des Abgasturboladers zu führen, bedarf es einer strömungstechnisch richtigen Gestaltung der Rohrleitungen.

Bei schwankendem Turbinenexpansionsverhältnis ist eine gute Ausnutzung der Abgasenergie in der Turbine schwierig. Im Gegensatz zur gleichmäßigen Turbinenbeaufschlagung wird die Turbine bei stark pulsierender Strömung überwiegend bei niedrigen Turbinenwirkungsgraden betrieben. In der Literatur sind Untersuchungen zum Vergleich der Energieausnutzung verschiedener Verfahren zu finden (/107/ und /119/). Basierend auf großvolumigen Verbrennungsmotoren zeigen Untersuchungen, dass die verfügbare Abgasenergie überwiegend von dem Volumen des Abgassystems und weniger von Länge und Geometrie abhängt /109/. Zur Erforschung von Einflüssen des Abgassystems auf die Strömungsverhältnisse und die Ausnutzung der Abgasenthalpie der Turboladerturbine moderner Pkw-Motoren werden verschiedene Abgassysteme an einem direkteinspritzenden Pkw-Ottomotor untersucht. Die Versuchsergebnisse werden mit Ergebnissen einer Motorprozesssimulation verglichen.

- **Versuchsaufbau und Durchführung**

Abb. 7-5 zeigt den schematischen Versuchsaufbau zur Untersuchung von Einflüssen des Abgassystems auf die zur Verfügung stehende Abgasenthalpie. Als Versuchsmotor dient ein abgasturboaufgeladener 4Zylinder Ottomotor mit 1.8 Liter Hubraum und Direkteinspritzung. Das Abgas wird entsprechend der Zündfolge des Motors einer zweiflutigen Turbine zugeführt (Twinscroll). Statische Drücke und Totaltemperaturen werden mit Hilfe der in Tabelle 7-1 dargestellten Sensoren ermittelt.

Das Volumen V_{Abg} zwischen den Auslassventilen und dem Turbineneintritt wird variiert und Einflüsse auf das Turbinenverhalten werden analysiert. Der Betriebspunkt des Versuchsmotors wird mit Hilfe der Drosselklappe eingestellt. Bei geschlossenem Wastegate kann

der Turbinenmassenstrom aus dem Signal des Luftmassensensors und der eingespritzten Kraftstoffmenge errechnen werden. Um Einflüsse von Wärmeströmen aufgrund der geometrischen Unterschiede der Abgassysteme zu minimieren, wird der gesamte Aufbau isoliert. Die Untersuchungen werden bei gleichen Motorlasten, -drehzahlen, Ladedrücken und Abgasmassenströmen durchgeführt, um Beeinträchtigungen auf den Ladungswechsel des Verbrennungsmotors zu minimieren.

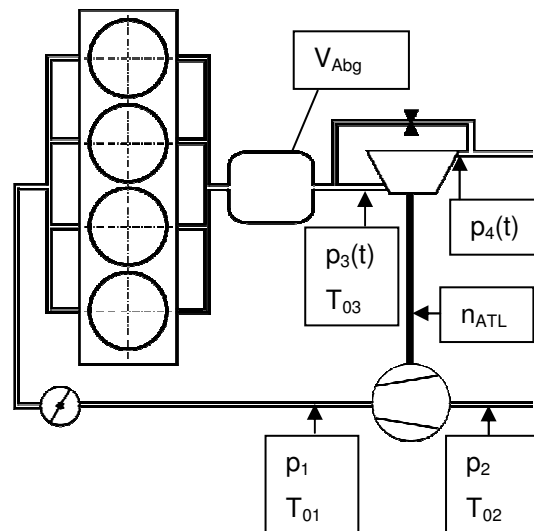


Abb. 7-5 Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus mit variablem Abgassystemvolumen

Entsprechend der experimentellen Untersuchungen werden 1D-Simulationsrechnungen durchgeführt. Zur Modellierung der Turboladerturbine in der Motorprozesssimulation werden standardmäßig stationär ermittelte Kennfelder verwendet. Da der Querschnitt der Rohrleitungen zwischen dem Verbrennungsmotor und der Turboladerturbine nicht kreisförmig ist, wird für die Modellierung der strömungsführenden Bauteile der hydraulische Durchmesser als Bezugsgröße verwendet. Wandwärmeübergänge und Brennverläufe werden entsprechend der Versuchsergebnisse angepasst.

- **Versuchsergebnisse**

Abb. 7-6 stellt die Abhängigkeit der verfügbaren Abgasenthalpie von dem Volumen des Abgassystems dar. Das arithmetische Mittel der tatsächliche Verdichterleistung $P_{V,i}$ wird auf die maximale, gemessene, mittlere Verdichterleistung $P_{V-max-gem}$ bei minimalem Volumen des Abgassystems bezogen. Die instationäre Verdichterleistung wird aus der isentropen Turbinenleistung und dem interpolierten Wirkungsgrad aus dem stationär ermittelten

Turbinenwirkungswirkungskennfeld berechnet. Die turbinenseitigen instationären thermodynamischen Größen werden analog zu Abschnitt 7.2 berechnet.

Das Leistungsverhältnis $P_{V,i}/P_{V-max-gem}$ wird über dem Verhältnis zwischen dem Gesamtvolumen des Abgassystems V_{Abg} und der Summe der einzelnen Zylindervolumen $V_{Zyl}=1.8l$ aufgetragen.

Die Ergebnisse der Untersuchungen an dem Versuchsmotor werden mit den Resultaten von Watson & Janota verglichen /109/. An einem Einzylinder Zweitakt-Dieselmotor untersuchen die Forscher Einflüsse drei verschiedener Abgassystem auf die verfügbare Abgasenergie. Motordrehzahl, Last, Ladedruck, Luftmassenstrom und Abgasturbolader, modelliert durch eine Drosselblende, sind während der Untersuchungen unverändert. Aufgrund eines kleineren Referenzvolumens ist die experimentell ermittelte Kurve im Vergleich zu /109/ nach links verschoben. Die gemessene Abhängigkeit der Verdichterleistung von dem Abgasvolumen zeigt eine gute Übereinstimmung mit der Literatur.

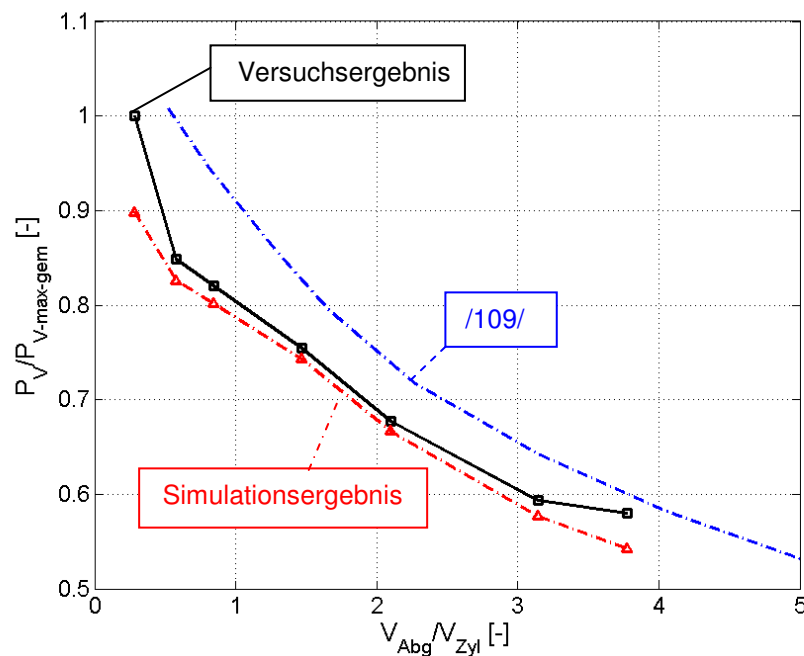


Abb. 7-6 Einfluss des Abgassystemvolumen auf die Verdichterleistung

Die Simulationsergebnisse weichen besonders bei niedrigen Abgasvolumen bzw. hoher Verdichterleistung von den gemessenen Werten ab. Aufgrund der stark schwankenden Turbinendruckgefälle bei kompakten Abgassystemen wird die Turbine überwiegend außer-

halb des im Kennfeld definierten Turbinenbereiches betrieben. Ungenauigkeiten aufgrund fragwürdiger Kennfeldextrapolationen nehmen mit zunehmendem Volumen ab.

Einflüsse des Abgassystemvolumens auf das verfügbare Enthalpiegefälle über die Turboladerturbine kann durch die in Abb. 7-6 dargestellte Abhängigkeit beschrieben werden. Die Ergebnisse ähneln vorangegangenen Versuchsergebnissen an einem Einzylinder Zweitakt-Dieselmotor. Mit Hilfe der Motorprozessrechnung können Einflüsse des Abgassystems auf das Betriebsverhalten der Turboladerturbine gut nachgebildet werden. Bei stark pulsierender Abgasströmung nehmen Ungenauigkeiten in der numerischen Beschreibung des dynamischen Turboladerverhaltens aufgrund der Extrapolation der Turbinenkennfelder zu. Darüber hinaus zeigen die Untersuchungen das Potential zur Erhöhung der verfügbaren Turbinenleistung durch Reduktion des Abgassystemvolumens auf.

Auf Grundlage dieser Ergebnisse können Amplituden der pulsierenden Heißgasströmung am erweiterten Impulsprüfstand optimal eingestellt werden.

7.3 Bestimmung des Turbinenwirkungsgrades mit Hilfe der Turbinenaustrittstemperatur

In Abschnitt 2.2.2 wird die Schwierigkeit der direkten Ermittlung des isentropen Turbinenwirkungsgrades η_T diskutiert. Die Ungenauigkeit der Extrapolation des Produktes aus isentropem Turbinen- η_{is} und mechanischem Wirkungsgrad η_m in der Motorprozesssimulation wird in unterschiedlichen Untersuchungen /81/, /83/ u.ä. diskutiert. Demzufolge wird im Rahmen der Untersuchung die Möglichkeit der stationären Ermittlung des Turbinenwirkungsgrades η_T durch Messung der Enthalpieabnahme des Heißgases über die Turbine erforscht.

Nach Gl. 2-9 errechnet sich der isentrope Turbinenwirkungsgrad aus dem Verhältnis zwischen der tatsächlichen und der isentropen Enthalpieänderung der Heißgasströmung. Die tatsächliche Turbinenleistung ist direkt proportional zur Temperaturdifferenz über die Turbine und kann mit Hilfe einer genauen Temperaturbestimmung der Heißgasströmung am Turbinenaustritt bestimmt werden. Der isentrope Turbinenwirkungsgrad $\eta_{T,tt}$ kann nach Gl. 7-2 aus den Totaldrücken und -temperaturen an Turbinenein- und -austritt errechnet werden.

Gl. 7-2

$$\eta_{T,tt} = \frac{\Delta h_{T,tt}}{\Delta h_{T,is,tt}} = \frac{1 - \frac{T_{04}}{T_{03}}}{1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

Aufgrund hoher Abgastemperaturen, einhergehender Strahlung des Turbinengehäuses und des konvektiven Wärmestroms, dem drallbehaftetem Charakter und einer inhomogenen Temperaturverteilung der Heißgasströmung stromabwärts der Turboladerturbine gestaltet sich die exakte Temperaturbestimmung am Turbinenaustritt (T_{04}) äußerst schwierig. Bereits bei einer Abweichung der gemessenen Turbinenaustrittstemperatur von 5K weicht der Turbinenwirkungsgrad bei einem spezifischen Absolutwert von 60% (Bsp.: $T_{03}=873K$, $\Pi_{T,ts}=2$, Tabelle 7-2) um drei Prozentpunkten ab. Eine sehr exakte Temperaturmessung ist somit essentiell.

Wärmeleitung und Strahlung

Wegen der hohen Heißgastemperaturen kann die Turbine nicht als adiabat betrachtet werden. Infolge von Temperaturgradienten zwischen der Strömung und den kälteren, strömungsführenden Bauteilen sowie der Umgebung wird thermische Energie von dem heißen Fluid an die kalten Bauteile in Form von Konvektion und Strahlung transportiert. Der Wärmestrom führt zu einer Abnahme der Gastemperatur. Temperatursonden messen somit zu geringe Turbinenaustrittstemperaturen, wodurch der ermittelte Turbinenwirkungsgrad scheinbar steigt. Eine Abschätzung des statischen Wärmestromes ist notwendig.

Drall

Wegen hoher Raddrehzahlen wird der Strömung stromabwärts der Turbine ein starker Drall auferlegt, der sich als sehr stabil erweist. Der Geschwindigkeitsgradient über dem Strömungsquerschnitt führt zu einer inhomogenen Temperaturverteilung. Darüber hinaus hängt die Qualität der Temperaturmessung mittels Thermoelemente, deren Messsignale stark von dem Wärmeübergang und somit von der lokalen Machzahl abhängt (vgl. 4.1.3), von dem Geschwindigkeitsprofil der Strömung ab.

Temperaturverteilung

Aufgrund des nicht vermeidbaren Spaltes zwischen den Schaufeln der Turbine und der Kontur des Spiralgehäuses wird die Strömung in der Strömungsmaschine nicht gleichmäßig entspannt. Meridional entspannt das Heißgas über die Schaufelkontur, wodurch Enthalpie des Abgases in mechanische Energie umgewandelt wird. Die Spaltströmung wird im

Gegensatz dazu weniger entspannt, wodurch die wandnahe Strömung deutlich heißer als das Fluid in der Rohrmitte ist. Somit stellt sich ein inhomogenes Temperaturprofil über den Rohrquerschnitt ein. Abb. 7-7 zeigt schematisch die nicht entspannte und somit heißere Strömungen durch den Spalt zwischen Kontur und Turbinenrad (durchgehend) und die entspannte und somit kühlere Kanalströmung (gestrichelt).

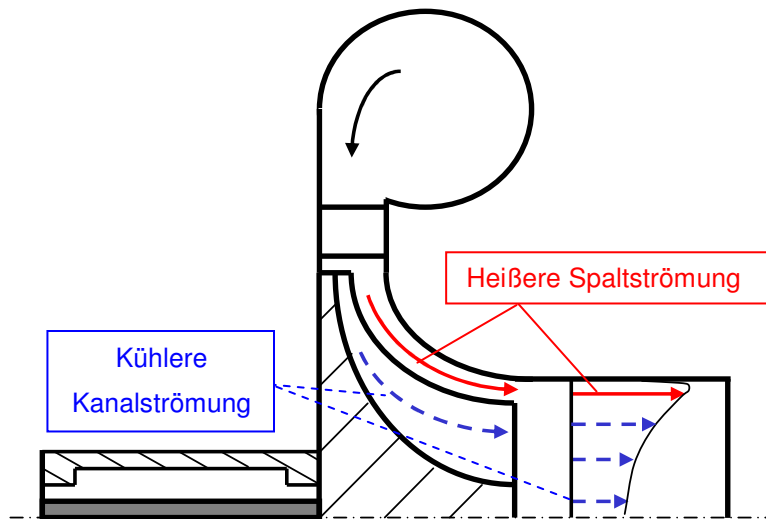


Abb. 7-7 Auswirkungen der Spaltströmung auf die Temperaturverteilung stromabwärts der Turboladerturbine

Zur Minimierung von Wärmeströmen werden der gesamte Turbolader sowie die Rohrleitung zwischen dem Turbinenaustritt und der Messstelle isoliert. Thermische Entkopplungen des Turbinenein- und -austritts reduzieren die Wärmeleitung zu benachbarten Anbauten, wie beispielsweise das Abgassystem.

Stromabwärts der Turbine wird ein Mischer installiert, der das inhomogene Strömungsprofil vergleichmäßigt. Der Drall der Austrittsströmung wird mittels eines Kreuzbleches gebrochen. Mit Hilfe strömungsführender Schaufeln wird anschließend das ungleichmäßige Temperaturprofil homogenisiert.

- **Homogenisierung der Strömung**

Mit Hilfe eines statischen Mixers wird die Strömung stromabwärts der Turboladerturbine homogenisiert (/61/ und /100/). Abb.7-8 zeigt schematisch die Positionierung des Mixers sowie die Isolierung des Gesamtaufbaus und die notwendigen Messstellen zur thermodynamischen Beschreibung der Strömungsmaschine. Die verwendete Messtechnik entspricht der in Tabelle 7-1 dargestellten Sensorik. Wegen des Druckverlustes des Mixers wird

das Turbinenexpansionsverhältnis mit Hilfe von Druckmessungen direkt vor und unmittelbar nach der Turbine berechnet.

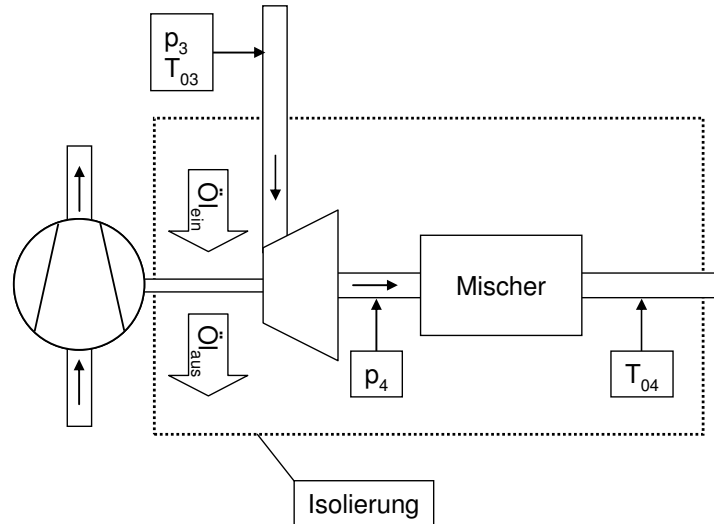


Abb.7-8 Schematischer Versuchsaufbau zur Ermittlung der Turbinenaustrittstemperatur T_{04}

Abb.7-9 zeigt den Aufbau des Mischers mit einem Kreuzblech zur Drallbrechung und den anschließend folgenden Schaufeln zur Strömungsführung. Vier Schaufeln, welche um 135° zur Strömungsrichtung angewinkelt sind, führen die heißere wandnahe Strömung in Richtung Rohrmitte. Zwei weitere Schaufeln, welche um 45° angewinkelt sind, führen das kältere Fluid von der Rohrmitte zur Außenwand des Rohres.

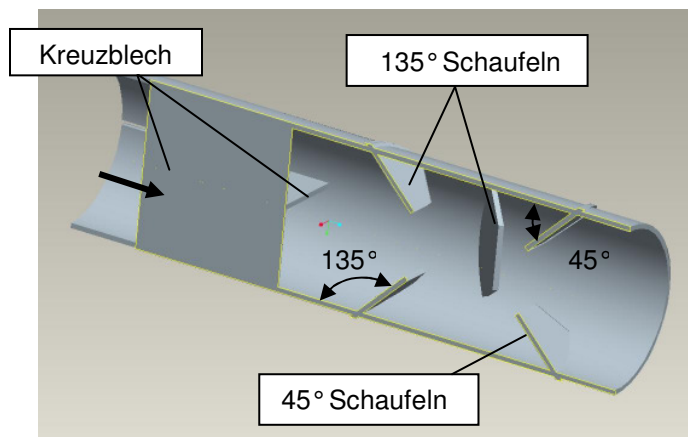
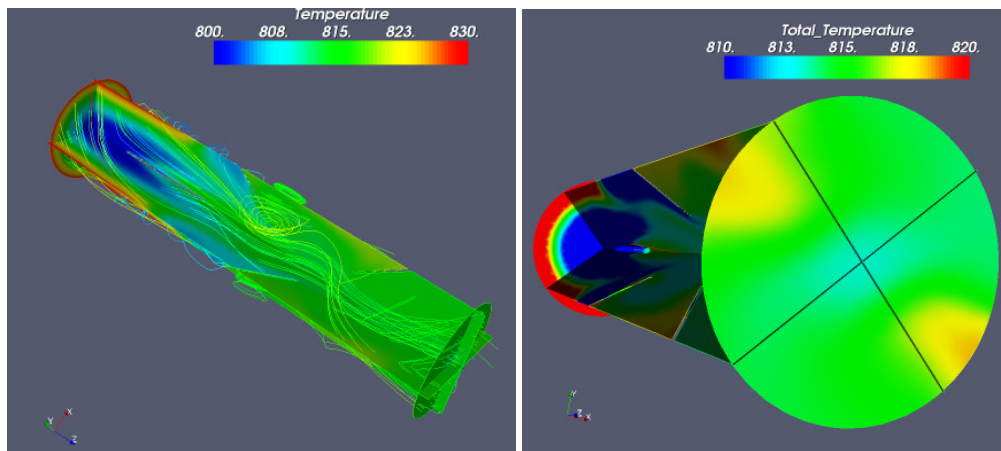


Abb.7-9 Mischer zur Homogenisierung der Turbinenaustrittsströmung

Zur Validierung der Konstruktion werden CFD-Simulationen einer repräsentativen Turbinenabströmung durchgeführt. Am Eintritt des Mischers wird ein Luftmassenstrom von 0.1kg/s mit einem Winkel von 45° zur Hauptströmung definiert. Das Temperaturprofil wird als parabolische Funktion von der Rohrmitte in Abhängigkeit des Rohrradius r definiert (Gl. 7-3).

Gl. 7-3
$$T_{03}(r) = 800K + \left(\frac{r}{R_{\text{Rohr}}} \right)^2 \cdot 30$$

Die Außenwand des Rohres mit einem Durchmesser von 65mm wird adiabatisch gerechnet.



**Abb.7-10 Stromlinien und Temperaturverteilung in Kelvin am Mischeraustritt
(CFD-Simulation)**

Die Ergebnisse der CFD-Rechnung zeigen in Abb.7-10 links, dass durch das Kreuzblech des Mischers der Drall der Turbinenaustrittsströmung gebrochen wird.

Die Stromlinien in der Darstellung zeigen, dass der starke Drall am Eintritt des Mischers durch das Kreuzblech abgeschwächt wird. Das Temperaturprofil in der rechten Darstellung zeigt eine Inhomogenität von kleiner als 5K. Die Leitschaufeln des Mischers erreichen eine Vermischung der heißeren wandnahen und der kälteren Strömung in der Rohrmitte und ein homogenes Temperaturprofil am Austritt des Mischers.

Abb.7-11 zeigt gemessene Gastemperaturen am Mischeraustritt über den Rohrquerschnitt. Drei Thermoelemente des Typs K sind vergleichbar der kleinen Darstellung 120° zueinander im Messrohr eingebaut. Von der Sensoraufnahme werden die Messspitzen der drei Messfühler sukzessive in das Rohr eingetaucht, wodurch das Temperaturprofil über den

Querschnitt traversiert wird. Abb.7-11 zeigt ein sehr gleichmäßiges Temperaturprofil ab einer ausreichenden Eintauchtiefe der Thermoelemente.

Eintauchtiefen kleiner als 20mm werden von Wärmeleitung an die kalten Rohraußenwände stark beeinflusst, sodass die Messung der Gastemperatur stark verfälscht wird. Wird der Sensor so weit eingetaucht, dass die Messspitze sehr nahe an der Rohrwand ist, beeinträchtigt Wärmestrahlung an die Rohrwand das Messergebnis.

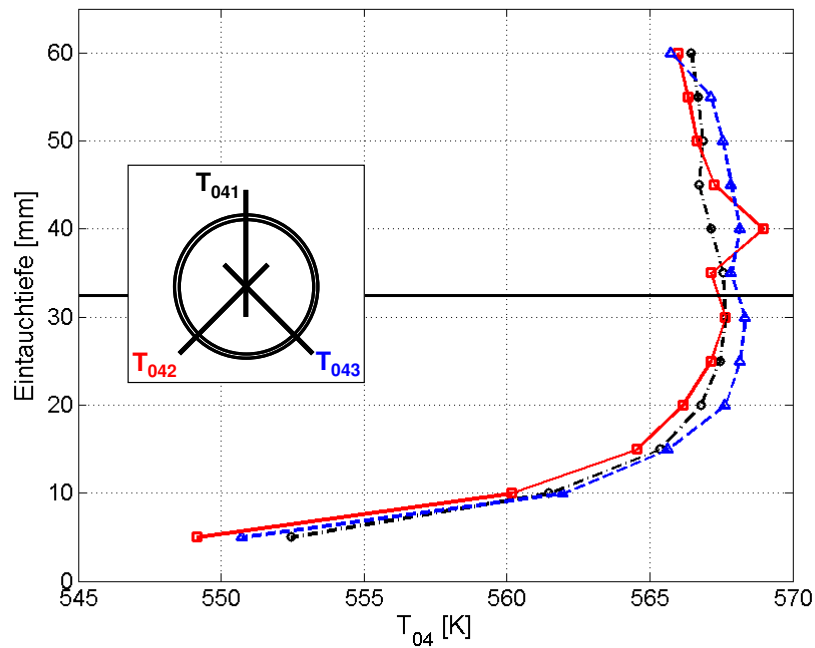


Abb.7-11 Temperaturmessung entsprechend der Messstelle

- **Versuchsergebnisse**

Durch Messungen der Turbinenaustrittstemperatur hinter dem Mischer, des Turbinenaustrittsdrucks vor dem Mischer sowie von Turbineneintrittsdruck und –temperatur wird nach Gl. 7-2 der isentrope Wirkungsgrad η_T der Abgasturboladerturbine ermittelt.

Abb.7-12 zeigt den gemessenen isentropen Turbinenwirkungsgrad η_T über der Schnelllaufzahl S für verschiedene Turbineneintrittstemperaturen. Links werden der total-statische und rechts der total-totale Turbinenwirkungsgrad dargestellt. Zum Vergleich ist der mit Hilfe von CFD berechnete Turbinenwirkungsgrad ($\eta_{T,ts-CFD}$, $\eta_{T,tt-CFD}$) hinzugefügt. Grundsätzlich ist zu erkennen, dass der messtechnisch ermittelte Wirkungsgrad einen untypischen Verlauf über S zeigt. Rechts des Wirkungsgradmaximums nehmen η_{T-gem} mit steigender Laufzahl zu.

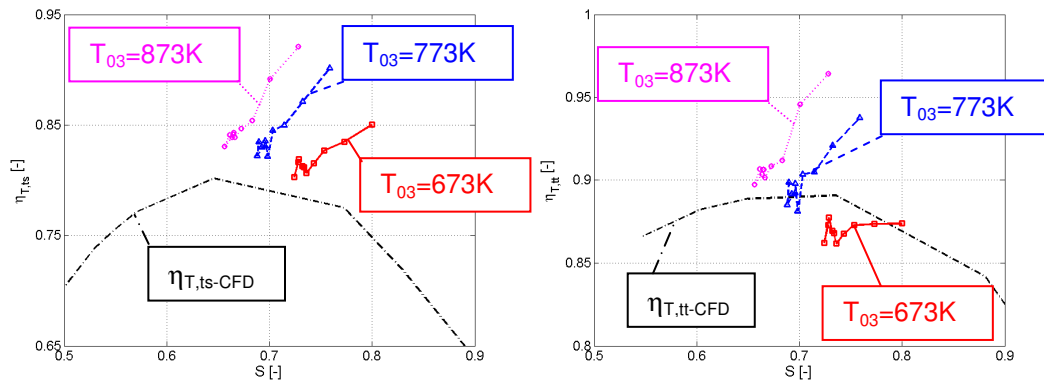


Abb.7-12 Isentroper Turbinenwirkungsgrad – $n_{ATL}=191.000\text{min}^{-1}$

Abb.7-13 zeigt die isentrope und tatsächliche Zustandsänderung in der Turbine im h-s-Diagramm. Die Heißgasströmung wird in der Turbine von der Temperatur T_3 auf T_4 entspannt. Aufgrund von Wärmeströmen an die kälteren Rohrwände wird thermische Energie Δh_Q an die Umgebung abgegeben. Die gemessene Gastemperatur ist niedriger als die tatsächliche Turbinenaustrittstemperatur, wodurch der Wirkungsgrad η_{T-gem} scheinbar zunimmt. Mit zunehmender Schnellaufzahl nimmt das Turbinenexpansionsverhältnis bzw. -massenstrom ab. Mit sinkendem Abgasmassenstrom nimmt der relative Wärmestrom zu, wodurch scheinbar zu niedrige Temperaturen gemessen werden und η_{T-gem} ansteigt. Die Genauigkeit der Wirkungsgradbestimmung mittels Messung der Turbinenaustrittstemperatur sinkt mit abnehmendem Turbinenmassenstrom.

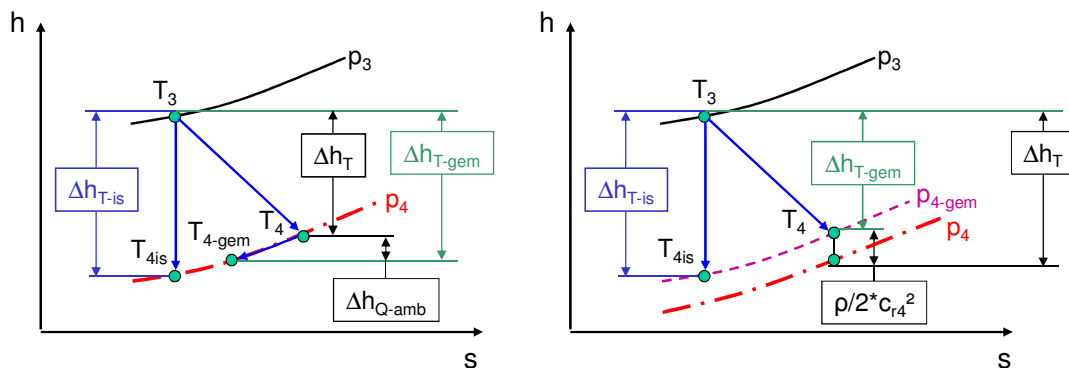


Abb.7-13 Einflüsse auf die Turbinenwirkungsgradbestimmung mittels T_{04} -Messung

Darüber hinaus wird die Druckmessung unmittelbar hinter dem Turbinenaustritt von dem Drall der austretenden Turbinenströmung beeinflusst. Die statische Druckmessung p_4 wird durch die Radialkomponente c_r der Austrittsgeschwindigkeit erhöht /30/. Abb.7-13 zeigt rechts den Einfluss der Radialgeschwindigkeit auf die Druckmessung $p_{4\text{-gem}}$ und somit auf den berechneten Turbinenwirkungsgrad. Gl. 7-4 stellt den Einfluss der Radialkomponente der Austrittsgeschwindigkeit c_{r4} auf den gemessenen Druck $p_{4\text{-gem}}$ dar.

Gl. 7-4
$$p_4 = p_{4\text{-gem}} - \frac{\rho}{2} \cdot c_{r4}^2$$

Zur Berücksichtigung der Turbinenaustrittsgeschwindigkeit auf die Auswertung des Wirkungsgrades ist die Darstellung der Turbinencharakteristik mittels des Totalwirkungsgrades $\eta_{T\text{-tt}}$ sinnvoll (Abb.7-12, rechts).

Mit Hilfe des statischen Mischers wird die Austrittsströmung der Abgasturboladerturbine homogenisiert. Trotz Isolierung und thermischer Entkopplung können Wärmeströme von der heißen Strömung an die kalte Wand und deren Umgebung nicht eliminiert werden. Je höher der Abgasmassenstrom, desto geringer sind die Auswirkungen von Wärmeströmen auf den berechneten isentropen Turbinenwirkungsgrad. Durch Variation der Turbineneintrittstemperatur kann der Wirkungsgrad bei ausreichend hohen Turbinenmassenströmen über der Laufzahl gemessen werden. Die Gastemperatur beeinträchtigt gleichzeitig die lokale Machzahl und damit die Strömungsverluste. Eine Ermittlung der Turbinenwirkungsgradkennfelder durch Variation der Turbineneintrittstemperatur ist daher nicht zielführend. Durch Anpassung der entspannten Turbinenaustrittstemperatur auf Umgebungsbedingungen können Wärmeströme von dem Heißgas an die Umgebung minimiert werden. Eine Regelung der Eintrittstemperatur auf das dazu notwendige Niveau ist schwierig. Darüber hinaus sollte das Temperaturniveau der Turbinenkennfelderermittlung motorrealistischen Betriebsbedingungen entsprechen /99/. Eine exakte Bestimmung des isentropen Turbinenwirkungsgradkennfeldes ist komplex. Gleichwohl ist mit Hilfe des statischen Mischers und einer Bewertung der Wärmeströme zwischen Turbinenaustritt und Temperaturmessstelle sowie der Austrittsgeschwindigkeit eine $\eta_{T\text{-tt}}$ -Abschätzung, insbesondere bei hohen Turbinenmassenströmen, möglich.

7.4 Beschreibung des dynamischen Turboladerverhaltens in der Motorprozessrechnung

Die Genauigkeit der numerischen Beschreibung des dynamischen Turboladerverhaltens mit Hilfe der 1D-Motorprozesssimulation wird zum Einen von der Modellierung des Aufladaggregates bzw. der Qualität der Turboladerkennfelder und zum Anderen von der quasi-stationären Beschreibung instationärer Strömungsvorgänge beeinflusst. An der Fakultät Verkehrswissenschaften "Friedrich List" der Technischen Universität Dresden werden dazu Einflüsse instationärer Abgasströmung auf das Verhalten von Abgasturboladern untersucht. Die Versuchsergebnisse werden mit Simulationsrechnungen verglichen.

• Zielsetzung

Ziel der Untersuchung ist die Bewertung der quasi-stationären Annahme zur numerischen Beschreibung instationärer Betriebsbedingungen des Abgasturboladers. Versuchsergebnisse werden mit Resultaten äquivalenter 1D – Strömungssimulationen verglichen.

Die Turboladerturbine wird mit einer pulsierenden Strömung beaufschlagt. Das instationäre Turbinendruckverhältnis schwankt kontinuierlich zwischen Werten innerhalb des Bereichs der stationären Turbinenvermessung (Abb.7-14).

Zur Bestimmung des instationären Enthalpiegefälles und der technischen Leistung der Turbine werden die notwendigen Messgrößen mit hohen Abtastraten ermittelt. Die Versuchsergebnisse werden mit den Ergebnissen der Motorprozessrechnung unter Verwendung stationär ermittelter Turboladerkennfelder verglichen.

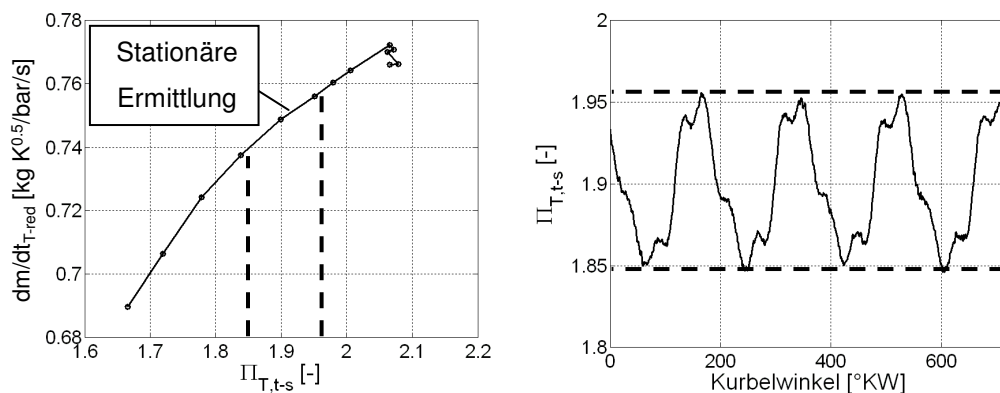


Abb.7-14 Stationär ermitteltes Turbinendurchsatzkennfeld und instationäres Turbinendruckverhältnis ($T_{03}=873\text{K}$, $n_{\text{ATL}}=185.000\text{ min}^{-1}$, $n_{\text{eng}}=2000\text{min}^{-1}$)
Versuchsergebnisse

- **Versuchsdurchführung**

Der in Abb.7-15 schematisch dargestellte Turboladerprüfstand besteht aus einem Hubkolbenmotor als Heißgaserzeuger, mehreren Beruhigungsvolumen zur Dämpfung der Druckpulsationen des Motors und einem Abgasturbolader (Tabelle 7-2). Mit Hilfe einer Gegendruckeinheit wird der Betriebspunkt des Verdichters eingestellt.

Durch Anregung des Beruhigungsvolumens in seiner Eigenfrequenz wird die dämpfende Wirkung reduziert. Die vom Verbrennungsmotor erzeugten Druckpulsationen werden bei entsprechender Motordrehzahl teilweise bis an den Turbineneintritt geleitet, wodurch die Turboladerturbine instationär beaufschlagt wird.

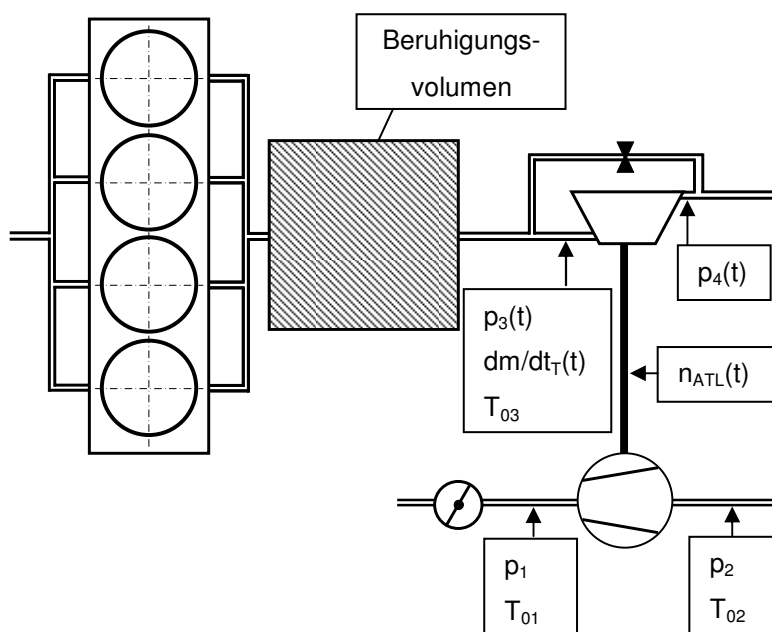


Abb.7-15 Schematischer Aufbau des Turboladerprüfstands

Der Messaufbau und die Messstellen zur Untersuchung des dynamischen Turboladerverhaltens sind in der Abb.7-15 dargestellten. Die Ermittlung der instationären Messgrößen kommt den Systematiken in Abschnitt 4.1.3 gleich. Die verwendete Messsensorik entspricht den in Tabelle 7-1 beschriebenen Druck-, Temperatur und Drehzahlsensoren. Im Gegensatz zu der diskutierten Methode zur instationären Temperaturermittlung wird die Turbineneintrittstemperatur unter der Annahme einer isentropen Zustandsänderung aus der instationären Druckmessung und der gemessenen massenstromgemittelten Temperatur berechnet (Gl. 7-13). Die experimentelle Beschreibung thermodynamischer Eigenschaften der Turboladerturbine unter pulsierender Beaufschlagung erfolgt mit der in Abschnitt 4.1.4 diskutierten Auswerterroutine.

Das gemessene instationäre Turbinendruckverhältnis, die Laderdrehzahl sowie die Eintrittstemperatur werden in der Motorprozesssimulation als Randbedingungen der Turboladerturbine definiert. Das berechnete instationäre Betriebsverhalten der Turbine wird mit den Versuchsergebnissen verglichen.

• Versuchsergebnisse

Die Schwankungen des Turbinenexpansionsverhältnisses $\Pi_{T,ts}$ entsprechen in dem untersuchten Turbinenbetriebspunkt ca. 6% des mittleren Druckgefälles und liegen innerhalb des stationär definierten Betriebsbereiches der Turbine (vgl. Abb.7-14). Abb.7-16 stellt den Vergleich zwischen den im Versuch ermittelten (durchgezogene Linie) und in der Motorprozesssimulation berechneten (strichpunktierte Linie) zeitlichen Schwankungen des Turbinenmassendurchsatzes und der tatsächlichen Turbinenleistung über dem Kurbelwinkel des Verbrennungsmotors dar.

Die Berechnung des reduzierten Massendurchsatzes der Turbine stimmt mit dem Versuchsergebnis gut überein. Abweichungen zwischen der berechneten und gemessenen Turbinenleistung sind gering. Die Unterschiede sind in erster Linie auf die Bestimmung der instationären Turbineneintrittstemperatur zurückzuführen. Darüber hinaus wirken sich Ungenauigkeiten der Ermittlung der Radbeschleunigung auf die Leistungsbestimmung der Turbine aus. Ferner wird P_T von Fehlern in der Bestimmung der instationären Verdichterleistung aufgrund der Interpolation im stationär ermittelten Kennfeld beeinträchtigt (vgl. 4.1.3).

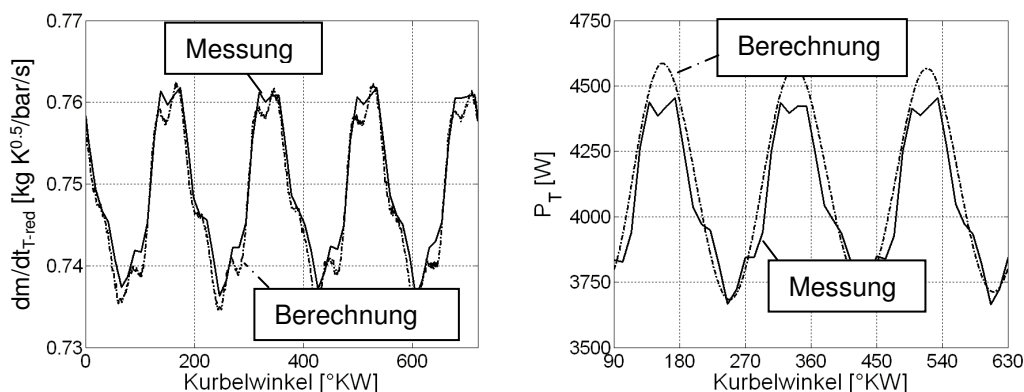


Abb.7-16 Instationärer Massendurchsatz und Leistung der Turboladerturbine über Kurbelwinkel

$$T_{03}=873K, n_{ATL}=185.000 \text{ min}^{-1}, n_{eng}=2000 \text{ min}^{-1}$$

Die geringen Unterschiede zwischen den gemessenen und berechneten Größen von Turbinenmassendurchsatz und –leistung zeigen, dass Ungenauigkeiten der quasi-stationären Annahme zur Berechnung instationärer Turbinenbetriebe am Motor gering sind. In den vorliegenden Untersuchungen können Fehler aufgrund der Annahme vernachlässigt werden.

7.5 Einflüsse von Wärmeströmen auf den Verdichterwirkungsgrad

Nach Gl. 2-10 hängt die Berechnung des Turbinenwirkungsgrades üblicherweise von dem Betriebsverhalten des Verdichters ab. Die Vermessung des Verdichters wird entsprechend seines Betriebspunktes mehr oder minder stark von Wärmeströmen beeinflusst. Wärmeströme von der heißen Turbine über das Lagergehäuse bis in die Verdichterströmung verfälschen das Messergebnis zur Bestimmung des Verdichter- und somit des Turbinenwirkungsgrades.

Zur Bewertung von Einflüssen der Wärmeströme auf das Betriebsverhalten des Turboladerverdichters wird der Abgasturbolader an einem standardmäßigen Heißgasprüfstand mit unterschiedlich intensiver Turboladerkühlung untersucht. Die Kühlung des in Tabelle 7-2 beschriebenen Turboladers umfasst dessen Lagergehäuse. Ziel der Untersuchung ist eine qualitative Abschätzung von Wärmestromeinflüssen auf die Ermittlung thermodynamischer Eigenschaften des Radialverdichters in Abhängigkeit seines Betriebspunktes.

Mit Hilfe einer Kühlwassertemperatur von 323K wird der Wärmeeintrag am Verdichter minimiert (Q_{V-min}). Durch eine Erhöhung der Temperatur des Kühlwasserstromes auf 363K (Q_{V-max} , Standardeinstellung), wird der Wärmeeintrag am Verdichter erhöht. Der Kühlwassermassenstrom beider Untersuchungen ist gleich. Abb.7-17 stellt den Verdichterwirkungsgrad entsprechend der Verdichterumfangsgeschwindigkeiten $u_v=315$ (Rechteck), 360 (Dreieck) und 400m/s (Kreis) bei den verschiedenen Kühlwassertemperaturen über dem reduzierten Verdichtermassenstrom dar. Die gestrichelten Verläufe beschreiben die Charakteristik bei niedrigen Kühlwassertemperaturen (323K), die strichpunktierten Linien bei hohen Temperaturen des Kühlmediums.

Grundsätzlich erhöht sich in Abb.7-17 der Verdichterwirkungsgrad durch Reduktion des Wärmeeintrages (Q_{V-min}) auf die Arbeitsmaschine mittels niedriger Kühlwassertemperatur. Darüber hinaus unterscheiden sich die Abweichungen zwischen den Untersuchungen mit unterschiedlichen Kühlwassertemperaturen in Abhängigkeit von dem Betriebspunkt des Radialverdichters. Abb.7-17 zeigt deutlich größere Einflüsse der Kühlintensität auf den Verdichterwirkungsgrad bei niedrigem Verdichtermassenstrom. Mit sinkendem Verdichter-

massenstrom nehmen Einflüsse von Wärmeströmen auf die Bestimmung des Verdichterwirkungsgrades entlang Linien konstanter Drehzahl zu.

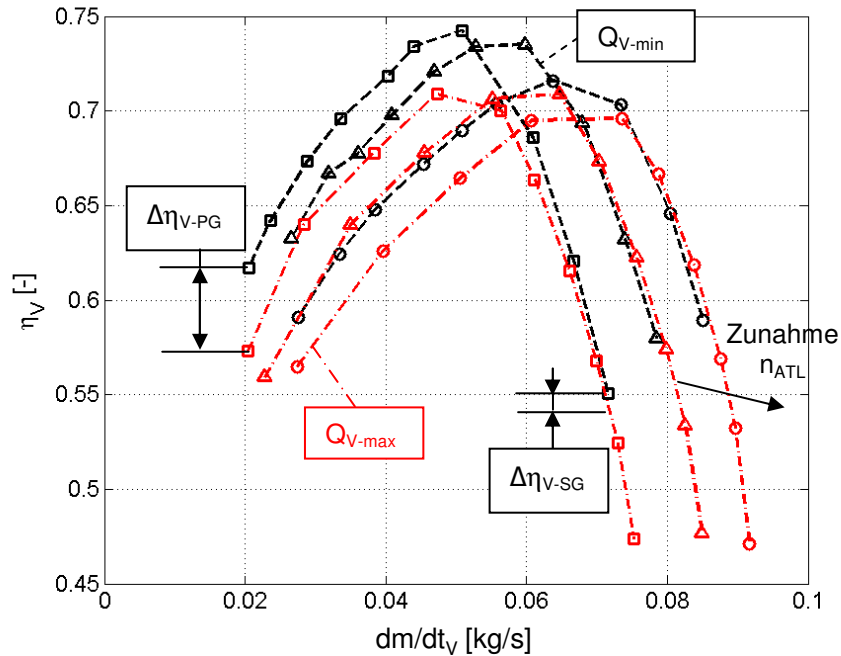


Abb.7-17 Einfluss von Wärmeströmen auf die Verdichtervermessung

Aufgrund des zusätzlichen Wärmeintrages nimmt die Verdichteraustrittstemperatur scheinbar zu, wodurch η_{V-dia} abnimmt ($\Delta\eta_{V-dia-SG} < \Delta\eta_{V-dia-PG}$).

Gl. 7-5

$$\eta_{T,ts} = \frac{1}{\eta_{V-dia,tt}} \frac{\Delta h_{V,ts,tt}}{\Delta h_{T,ts,ts}}$$

Nach Gl. 7-5 steigt mit scheinbar sinkendem Verdichterwirkungsgrad η_V , aufgrund zunehmender Kühlintensität des Turboladers, vermeintlich der Turbinenwirkungsgrad η_T . Abb. 7-18 stellt den Einfluss der Wärmeströme auf den Turbinenwirkungsgrad dar.

Zunehmende Beeinträchtigungen des Verdichterwirkungsgrades nahe seiner Pumpgrenze übertragen sich direkt auf die Wirkungsgradbestimmung der Turbine. Änderungen von η_T aufgrund verdichterseitiger Wärmeströme sind nahe der Verdichterpumpgrenze deutlich größer als an der Stopfgrenze ($\Delta\eta_{T-dia-SG} < \Delta\eta_{T-dia-PG}$).

Im Beispiel (Tabelle 7-2) nimmt der Turbinenwirkungsgrad aufgrund intensiver Kühlung des Turboladers deutlich ab. Die Abnahme von $\eta_{is}\eta_m$ bei $u_V=315\text{m/s}$ (Rechtecksymbole) be-

trägt nahe der Verdichterstopfgrenze $\Delta\eta_{T-SG} \sim 2\%$ und nahe der Verdichterpumpgrenze $\Delta\eta_{T-PG} \sim 5\%$. Mit zunehmender Laderdrehzahl sinkt der Einfluss des Wärmeeintrages auf die Ermittlung thermodynamischer Eigenschaften des Abgasturboladers.

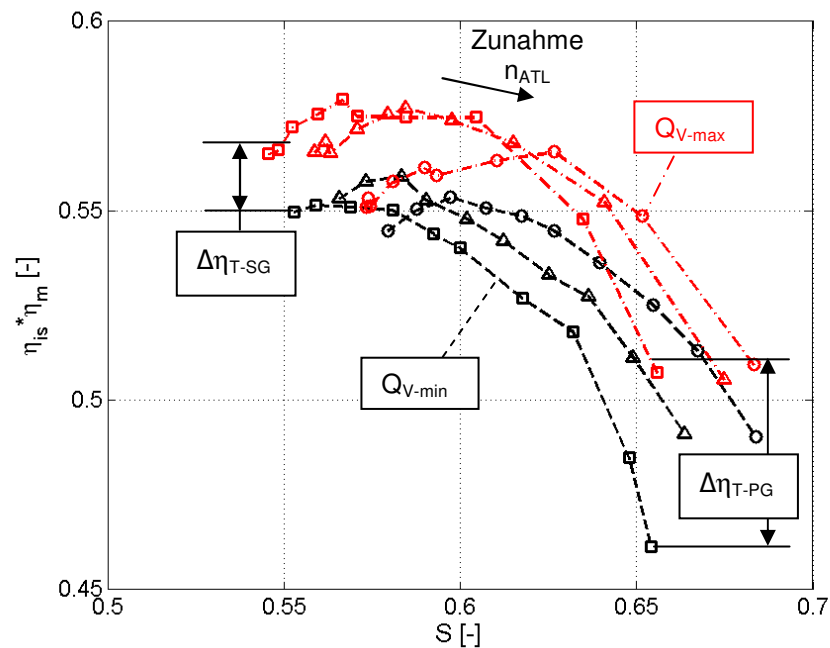


Abb. 7-18 Einflüsse verdichterseitiger Wärmeströme auf die Turbinenvermessung

Besonders im Kennfeldbereich der Anbindung ermittelter Turbinenwirkungsgrade mittels standardmäßiger und instationärer Vermessung sind unterschiedliche Beeinflussungen durch Wärmeströme zu berücksichtigen. Auf Grundlage dieser Untersuchung können diese Bereiche abgeschätzt werden.

7.6 Formelwerk

- **Ermittlung der instationären Gastemperatur**

Gl. 7-6
$$Bi = \frac{\alpha_{\text{Sensor}} \cdot D_{\text{Sensor}}}{\lambda_{\text{Sensor}}}$$

Gl. 7-7
$$\frac{\tau_{\text{Sensor1}}}{\tau_{\text{Sensor2}}} = \frac{D_{\text{Sensor1}}}{D_{\text{Sensor2}}} \cdot \frac{\alpha_{\text{Sensor2}}}{\alpha_{\text{Sensor1}}}$$

$$\text{Gl. 7-8} \quad \alpha_{\text{Sensor}} = \frac{\lambda_{\text{Sensor}}}{D_{\text{Sensor}}} \cdot \text{Nu}_{\text{Sensor}}$$

$$\text{Gl. 7-9} \quad \text{Nu}_{\text{Sensor}} = C_{\text{Sensor}} \cdot \text{Pr}_{\text{Sensor}}^{n_{\text{Pr}}} \cdot \text{Re}_{\text{Sensor}}^{m_{\text{Re}}}$$

$$\text{Gl. 7-10} \quad \text{Re}_{\text{Sensor}} = \frac{\rho_{\text{Ström}} \cdot c_{\text{Ström}} \cdot D_{\text{Sensor}}}{\eta_{\text{Ström}}}$$

- **Allgemeine Formeln**

$$\text{Gl. 7-11} \quad \text{Ma} = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}}$$

$$\text{Gl. 7-12} \quad \text{Mu} = \frac{u}{a} = \frac{u}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}}$$

$$\text{Gl. 7-13} \quad \text{Isentrope Zustandsänderung: } T_i(t) = \overline{T_i(t)} \cdot \left(\frac{p_i(t)}{\overline{p_i(t)}} \right)^{\kappa_i - 1 / \kappa_i} \quad \text{bzw.} \quad T_i = T_{0i} \cdot \left(\frac{p_{0i}}{p_i} \right)^{\kappa_i - 1 / \kappa_i}$$

$$\text{Gl. 7-14} \quad (h_{\text{ad-T}})_n = p_{3n} - \overline{p_4}$$

7.7 Messsensorik und Komponenten

Neben den Komponenten des erweiterten Prüfstandes zur instationären Untersuchung der Turboladercharakteristik werden Standardmesssensoren des stationären Heißgasprüfstandes angewandt. Weitere Spezifikationen des Heißgasprüfstandes sind in /48/ zu finden.

- **Prüfstandssensorik**

Zur Erfassung des thermodynamischen Verhaltens von Verdichter und Turbine eines Abgasturboladers sind die Messgrößen Temperatur, Druck und Massenstrom zu messen.

Die stationären **Totaltemperaturen** werden mittels Thermoelemente Typ K der Genauigkeitsklasse A ermittelt. Die Messstellen sind mit je 3 Thermoelementen ausgestattet, welche bis 3/4 des Rohrdurchmessers in das Rohr hineinragen. Aufgrund großer Rohrquerschnitt und somit lokal niedriger Strömungsgeschwindigkeiten in den Messrohren, sind Fehler aufgrund der Annahme einer Totaltemperaturmessung sehr gering.

Für die stationäre **Druckmessung** werden WIKA Relativdrucksensoren mit einer maximalen Abtastrate von 100Hz verwendet. Die Ungenauigkeit des Sensors beträgt 0.1% des Messwertes in einem Temperaturbereich von 273 bis 323K. Die Sensoren messen über Ringverbindungen an vier über den Rohrquerschnitt gleichmäßig verteilten Wandbohrun-

gen ($d=2\text{mm}$) den statischen Druck. Das Messprinzip beruht auf einer Widerstandsänderung in einem elektrischen Leiter unter Druckbeaufschlagung.

Digitale Massenstrom-Meter der Firma Sensyflow ermitteln stationäre **Massenströme** nach dem Wärmepprinzip (Hitzdrahtsonde /26/). Der Sensor kann nur in sauberer Strömung bis zu Temperaturen von 423K eingesetzt werden und misst den stationären Verdichtermassenstrom sowie den Turbinen-Luft- und -Brennstoffmassenstrom. Die Ungenauigkeit des Sensors liegt bei etwa 1% des Messwertes.

- **Komponenten des erweiterten Prüfstandes**

Komponente	Hersteller	Bezeichnung	Technische Daten	Genauigkeit	Abtastrate
Asynchron Servomotor	SEW – Eurodrive	CT90 / ES1S / BMG	$n_{\max} = 3000\text{min}^{-1}$ $M_{\max} = 9.5\text{Nm}$	-	-
Kühlwasserpumpe	Metabowerke GmbH	P 330 S	Fördermenge: 3300l/min Förderhöhe: 45m	-	-
Piezoelektrische Absolutdruckaufnehmer	Kistler Instrumente GmbH	Typ 4045 A 5	Messbereich: 0 – 5 bar	Nullpunkt: $\leq 0.3\%$ Linearität: $\leq 0.1\%$ Hysterese: $\leq 0.1\%$	1.25MHz
Umschaltadapter für Niederdruckindizierung (wassergekühlt)	Kistler Instrumente GmbH	7533 A 11	-	-	-
Thermoelemente	Medtherm – Corporation	TypK: Chromel / Alumel	Darhtdurchmesser: 0.0127, 0.0254, 0.0508mm	Güteklasse A	1.25MHz
Massenstrommessdüse	Eigenbau	Nach ISA – 1932	$\beta = D_{32}/D_{31} = 0.625$ Messbereich: $2 \cdot 10^4 < Re_{D_{\text{ein}}} < 10^7$	$F(p, T)$	$F(p, T)$
Wirbelstrom-drehzahlsensor	Micro-Epsilon Messtechnik GmbH	2602015 DS 1	$n_{\max} = 400.000\text{min}^{-1}$	Linearität: $< 0.2\%$	1.25MHz

Tabelle 7-1: Komponenten des erweiterten Prüfstandes

- **Versuchslader:** Continental SK1 Los 1

Wesentliche geometrische Abmessungen und Nomenklatur des Radialverdichters und der Radialturbine des verwendeten Versuchsladers werden in Abb. 7-19 und in Tabelle 7-2 dargestellt.

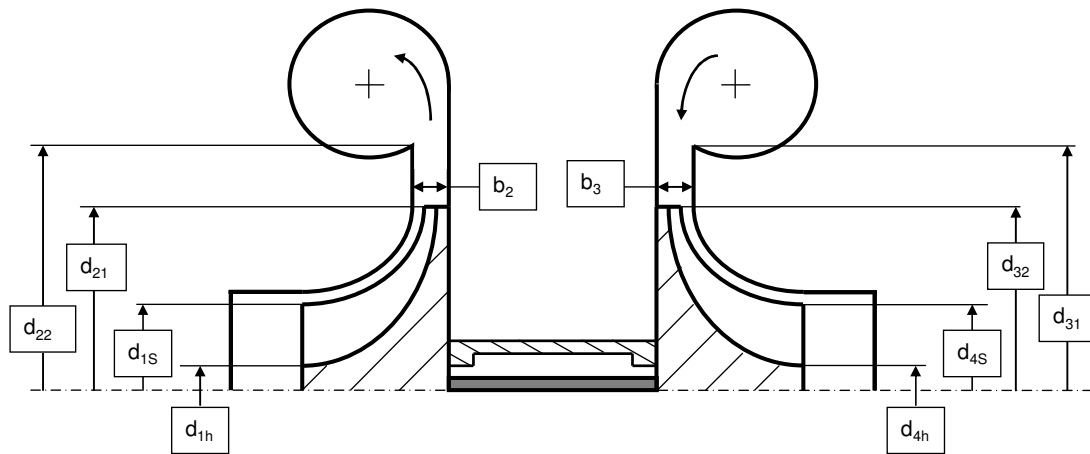


Abb. 7-19 Geometriedaten von Verdichter und Turbine

	Radialverdichter	Radialturbine
Schaufelzahl	10	9
d_{1h}	9mm	
d_{1s}	27.5mm	
d_{21}	37mm	
d_{22}	43mm	
b_2	3.2mm	
d_{31}		37mm
d_{32}		35.5mm
b_3		4.4mm
d_{4s}		29.5mm
d_{4h}		10mm
A/R		10.10

Tabelle 7-2 Technische Beschreibung des Versuchsladers – $\theta_{ATL}=5 \cdot 10^{-6} \text{kgm}^2$

8 Literaturverzeichnis

- /1/ ABU QUADIS: A Theoretical Model for Predicting Instantaneous Exhaust Gas Temperature and Velocity of a Diesel Engine, IE(I) Journal-MC 2001
- /2/ ABESKA M.: Experimentelle Bestimmung von ATL - Lagerreibleistungen bei Drehzahlen bis 30.000U/min, Diplomarbeit, Institut für Luftfahrtantriebe der Universität Stuttgart, 2005
- /3/ AUNGIER R.: Turbine Aerodynamics – Axial-Flow and Radial-Flow Turbine Design and Analysis, ASME Press, New York, 2006
- /4/ BAINES N.: Fundamentals of Turbocharging, ISBN -933283-14-8, 2005
- /5/ BAINES N.: The Pulse flow Performance and Modeling of radial inflow Turbines, IMechE Paper C484/006 1994
- /6/ BENEDICT R. P.: Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurement, Third Edition, Wiley-Interscience, 1984
- /7/ BENSON R.: Nonsteady Flow in a Turbocharger Nozzleless Radial Gas Turbine, SAE Paper 740739
- /8/ BERNHARD F.: Technische Temperaturmessung, Springer-Verlag, Berlin, 2004
- /9/ BOHL W.: Strömungsmaschinen 1&2, Vogel Buchverlag, Würzburg, 2005
- /10/ BOHN D. et al.: Modellierung des Wärmeflusses im und am Turbolader, Abschlussbericht FVV Vorhaben Nr.755 TC-Wärmeströme, Frankfurt / Main 2003
- /11/ BÖSWIRTH L.: Technische Strömungslehre, 7. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2007
- /12/ BRONSTEIN: Taschenbuch der Mathematik, Wissenschaftlicher Verlag Harri Deutsch GmbH, Frankfurt am Main, 2006
- /13/ BUNGARTZ H.-J.: Modellbildung und Simulation, Springer-Verlag, Heidelberg, 2009
- /14/ CAPOBIANCO M., PISCAGLIA F.: Unsteady Behavior in Turbocharger Turbines: Experimental Analysis and Numerical Simulation, SAE Paper 2007-24-0081
- /15/ CAPOBIANCO: Influence of pulsating flow operation on the turbine characteristics of small internal combustion engine turbocharger, IMechE Paper C372/019 1989
- /16/ CAPOBIANCO: Turbocharger turbine performance under steady and unsteady flow: test bed analysis and correlation criteria, 8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, Mai 2006

- /17/ CERBE G., WILHELMS G.: Technische Thermodynamik – Theroretische Grundlagen und praktische Anwendungen, 14. Auflage, Carl Hanser Verlag, München, 2005
- /18/ CHEN, WINTERBONE: A Method to predict Performance of Vaneless Radial Turbines under Steady and Unsteady Flow Conditions, ImechE Paper C405/088
- /19/ DALE A., WATSON N.: Vaneless Radial Turbocharger Turbine Performance, IMechE Paper C110/86
- /20/ DIXON S. L.: Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, Elsevier Butterworth Heinmann, 2005
- /21/ ENGELS B.: Untersuchungen zur Verbesserung des Drehmomentverhaltens abgasturboaufgeladener Fahrzeugdieselmotoren, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1981
- /22/ EN ISO 5167-1: 1995 (ISA – 1932 – Düse)
- /23/ EHRLICH D.: On-Engine Turbocharger Turbine Inlet Flow Characterization, SAE Paper 971565, 1997
- /24/ EHRLICH: Characterization of unsteady on-engine turbocharger turbine performance, Ph. D Thesis, Purdue Univ. USA 1995
- /25/ EHRLICH: On-Engine Turbocharger Turbine Inlet Flow Characterization, SAE Paper 971565
- /26/ FIEDLER O.: Strömungs- und Durchflussmesstechnik, Oldenburg Verlag GmbH, München, 1992
- /27/ FRIEDRICH I.: Motorprozess-Simulation in Echtzeit – Grundlagen und Anwendungsmöglichkeiten, Shaker Verlag, Aachen 2008
- /28/ GALINDO J.; LUJAN J.M.: Design of an exhaust manifold to improve transient performance of a high-speed turbocharged diesel engine, Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 28, Issue 8, 2004
- /29/ GAMMA TECHNOLOGIES GT-POWER: User's Manual, Version 6.2, September 2006
- /30/ GRESSER L.: Entwicklung eines analytischen 1D-Verfahrens zur Auslegung und Analyse von Turboladern, Diplomarbeit, Fachhochschule Amberg-Weiden, 2007
- /31/ GURNEY D.: The Design of Turbocharged Engines Using 1d Simulation, SAE Paper 2001-01-0576
- /32/ HAHNE E.: Technische Thermodynamik, 2. Auflage, Addison-Wesley Publishing Company, Bonn, 1993

- /33/ HELDMANN M.: Entwicklung eines Auslegetools für Abgasturbolader, Masterarbeit, Fachhochschule Regensburg, 2009
- /34/ HELLMANN D.-H.: Strömungsmaschinen, Vorlesungsskript, Technische Universität Kaiserslautern, 2003
- /35/ HELLSTRÖM F.: Numerical computations of the unsteady flow in a radial turbine, Technical Reports from Royal Institute of Technologie KTH Mechanics, Stockholm, 2008
- /36/ HEYWOOD J.: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, Inc, 1988
- /37/ HIERETH H., PRENNINGER P, Aufladung der Verbrennungskraftmaschine - Der Fahrzeugantrieb, Springer Verlag Wien, 2003
- /38/ HOFHERR T.: Optimierte Ladungswechselauslegung für einen Zweizylinder – DI – Turbomotor im unteren Drehzahlbereich bezüglich Vollast und Transientverhalten, Masterarbeit, Fachhochschule Regensburg, 2009
- /39/ HU X.: An advanced turbocharger model for the internal combustion engine, PhD Thesis, Purdue University, 2000
- /40/ HU X., LAWLESS P.: Predictions of On-Engine Efficiency for the Radial Turbine of a Pulse Turbocharged Engine, SAE Paper 2001-01-1238
- /41/ IWASAKI M.: Comparison of Turbocharger Performance between Steady Flow and Pulsating Flow on Engines, SAE Paper 940839, 1994
- /42/ JAPIKSE D.: Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, Inc., Vermont, 1996
- /43/ JENNY E.: Berechnung und Modellversuche über Druckwellen großer Amplituden in Auspuffleitungen, Dissertation, Basel, 1949
- /44/ KÄPPLI E.: Strömungslehre und Strömungsmaschinen, Verlag Harri Deutsch, 1987
- /45/ KAR K. et al: Instantaneous Exhaust Temperature Measurements Using Thermocouple Compensation Techniques, SAE Paper 2004-01-1418
- /46/ KAUFMANN A.: Analytic and numerical study of thermoacoustic instabilities: Application to the Rijke tube, DEA-Input, Toulouse, 2000
- /47/ KING A. J.: A turbocharger unsteady performance model for the GT-Power combustion engine simulation, PhD Thesis, Purdue University, 2002
- /48/ KONISHI K. et al.: Characteristics of Radial Inward Turbines for Exhaust gas Turbochargers under Nonsteady Flow Conditions – Effects of Waveforms on Prediction of Turbine Performance, JSME Paper Series B, Vol. 35, No.2, 1992
- /49/ KRATZER AUTOMATION AG: Brennkammerprüfstände zur Erprobung von Abgasturbolader, 2006

- /50/ KRATZER AUTOMATION AG: Kalibrierprotokoll, 2009
- /51/ KÜHNLE, KOPP & KAUSCH: Abgasturbolader – Sinnvolle Nutzung der Abgasenergie, Verlag moderne Industrie, 1994
- /52/ KÜMMEL W.: Technische Strömungsmechanik, Teubner Verlag, 2004
- /53/ LAM et al.: Flow modeling of a turbocharger turbine under pulsating flow, IMechE Paper C602/025/2002
- /54/ LAURANTZON F., TILLMARK N., ALFREDSSON P. H.: A Pulsating Flow Rig for Analyzing Turbocharger Performance, IMechE Paper 10.1243/17549764C0012010029, London, 2010
- /55/ LEFEBVRE A. H.: Gas turbine combustion, Taylor & Francis, 1999
- /56/ LIEPMANN H. W., ROSHKO A.: Elements of gasdynamics, Dover Publications, 2002
- /57/ LI C.: Investigation of Flow Structure in a Turbocharger Turbine under Pulsating Flow Conditions, SAE Paper 2008-01-1691
- /58/ LUJAN J.M., CERVELLO C.: Test Bench for Turbocharger Groups Characterization, SAE Paper 2002-01-0163
- /59/ LUJAN: Efficiency Characterization of Centripetal Turbines under Pulsating Flow Conditions, SAE Paper 2001-01-0272
- /60/ MACEK J.: A GT-Power Based Predictive Radial Turbine Model, GT-Suite Conference, Frankfurt / Main, 2008
- /61/ MACEK J.: Comparison of Lumped and Unsteady 1-D Models for Simulation of a Radial Turbine Performance, SAE Paper 2009-01-0303
- /62/ MACEK J.: Simulation of Pulsating Flow Unsteady Operation of a Turbocharger Radial Turbine, SAE Paper 2008-01-0295
- /63/ MACIÁN J., LUJÁN J. M.: Exhaust pressure pulsation observation from turbocharger instantaneous speed measurement, Meas. Sci. Technol. 15 1185-1194, 2004
- /64/ MAREK R., NITSCHKE K., Praxis der Wärmeübertragung, Hanser Verlag
- /65/ MARTINEZ-BOTAS R. F.: Improving Energy Extraction from Pulsating Exhaust Flow by Active Operation of a Turbocharger Turbine, SAE Paper 2007-01-1557
- /66/ MARTINEZ-BOTAS R. F., KARAMANIS et al.: Mixed-flow turbines for automotive turbochargers: steady and unsteady performance, IMechE Paper JER 01302, 2002
- /67/ MARTINEZ-BOTAS R. F., KARAMANIS et al.: Mixed flow turbines: Inlet and exit flow under steady and pulsating conditions, ASME Paper Vol. 123, 2001

- /68/ MARTINEZ-BOTAS R. F., KARAMANIS et al.: Detailed flow measurements at the exit of a mixed flow turbine under steady flow conditions, ASME Paper 99 – GT - 342, 1999
- /69/ MARTINEZ-BOTAS R. F., Hakeem et al.: Effect of volute geometry on the steady and unsteady performance of mixed-flow turbines,
- /70/ MARTINEZ-BOTAS R. F. et al.: Performance and exit flow characteristics of mixed-flow-turbines, International Journal of Rotating Machinery Volume 3, Issue 4, Pages 277-293, 1997
- /71/ MARTINEZ-BOTAS R. F., PALFREYMAN et al.: The Pulsating flow Field in a Mixed Flow Turbocharger Turbine: An Experimental and Computational Study, ASME Paper, Vol. 127, 2005
- /72/ MARTINEZ-BOTAS R. F., SYMKO et al.: Experimental Evaluation of Turbochargers turbine performance under pulsating flow conditions, ASME Paper, GT2]0]05 - 68878
- /73/ MARTINEZ-BOTAS R. F., et al.: Experimental Evaluation of active control mixed flow turbine for automotive Turbocharger application, ASME Paper, Vol. 129, 22007
- /74/ MICKAN B.: A new concept of flow conditioner under test, Flow Measurement 2001 – International Conference
- /75/ MAYER M.: Abgasturbolader – Sinnvolle Nutzung der Abgasenergie, Verlag Moderne Industrie, 2003
- /76/ MÖSER M.: Technische Akustik, Springer-Verlag, Berlin, 2007
- /77/ MOUSTAPHA H. ZELESKY M., BAINES N., JAPIKSE D.: Axial and Radial Turbines, Concepts NREC, Vermont, 2003
- /78/ ODENFALL B.: Fehlerbetrachtung bei der Messung von Gastemperaturen, MTZ 3/2003
- /79/ OSAKO et al.: Study on the Internal Flow of Radial Turbine Rotating Blades for Automotive Turbochargers, SAE Paper 2002-01-0856
- /80/ PISCHINGER R.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Springer Verlag, 2002
- /81/ PISCHINGER S., SCHORN N., et al.: Messungen des Turbinenwirkungsgrades bei niedrigen Turboladerdrehzahlen, 13. Aufladetechnische Konferenz 2008, Dresden
- /82/ PUCHER H.: Motorprozesssimulation und Aufladung, Haus der Technik Fachbuch, Expert-Verlag, 2007
- /83/ PUCHER H.: Aufladung von Verbrennungsmotoren, Expert-Verlag, 1984

- /84/ PUCHER et al.: Experimentelle Untersuchung instationärer Phänomene in Fahrzeug-Turboladern, 9. Aufladetechnische Konferenz 2004, Dresden
- /85/ PUCHER H., GRIGORIADIS P., NICKEL J.: Erweiterte Darstellung und Extrapolation von Turboladerkennfeldern als Randbedingung der Motorprozesssimulation, FVV Vorhaben Nr. 754 TC - Gesamtkennfeldbestimmung, Frankfurt/Main, 2003
- /86/ PUCHER H., VOGT M.: Experimentelle Untersuchung der instationären Strömung in der Turbine eines Abgasturboladers, Diplomarbeit, Berlin, 2004
- /87/ PUCHER H.: Ladungswechsel und Aufladung, Springer Verlag, Berlin, 2007
- /88/ PUCHER H.: Motorprozesssimulation und Aufladung II, Expert Verlag, Renningen, 2007
- /89/ PUCHER H., NICKEL J.: Einfluss der Sensorik und der Messstellenanordnung bei der Kennfeldermittlung und im Fahrzeugeinsatz von Turboladern, 10. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2005
- /90/ PUCHER H., SENS M. et al.: Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Abgasturboladern im Fahrzeug, 11. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2006
- /91/ PUCHER H., NICKEL J.: Vermessung erweiterter Kennfeldbereiche von Fahrzeugmotoren-Turboladern, 8. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2002
- /92/ REHNBERG U. R., ANGSTRÖM H.-E.: Instantaneous On-Engine Turbine Efficiency for an SI Engine in the Closed Waste Gate Region for 2 Different Turbochargers, SAE Paper 2006-01-3389
- /93/ ROSS T.: Neue Konzepte zur Abgasturboaufladung eines direkteinspritzenden Vierzylinder-Ottomotors, VDI Verlag Reihe 12 Nr. 687, 2008
- /94/ RYDER O. et al.: Methods for Improving Turbocharger Simulation Accuracy in GT-Power, GT-Suite Conference, Frankfurt / Main, 2008
- /95/ SAE J1826: Turbocharger Gas Stand Test Code, 1995
- /96/ SCHLICHTING H., GERSTEN K., Grenzsicht-Theorie, Springer Verlag, 1996
- /97/ SCHMITT S.: Untersuchungen zum Reibleistungsverhalten von Wellen-Lagerungen für PKW-Abgasturbolader, Dissertation, Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie der Universität Stuttgart, 2007
- /98/ SCHORN N. et al., Turbocharger Turbines in Engine Cycle Simulation, 13. Aufladetechnische Konferenz 2008, Dresden
- /99/ SCHORN N. et al.: Extended Range Turbocharger Maps – Measurements and Benefits for Simulation, GT-Suite Conference, Frankfurt / Main, 2008
- /100/ SERRANO J.: Experimental Study of the Turbine Inlet Gas Temperature Influence on Turbocharger Performance, SAE Paper 2007-01-1559

- /101/ SHAABAN S., SEUME J.R.: Analysis of Turbocharger Non-Adiabatic Performance, Institute of Turbomachinery and Fluid Dynamics, C647/027
- /102/ SIEKMANN H.E.: Strömungslehre, Springer Verlag, 2000
- /103/ SUHNER M.: Make it Short! Sulzer Chemtech AG, Sulzer technical review 4 / 2003
- /104/ TRAUPEL, W.: Thermische Strömungsmaschinen, Springer Verlag, 2000
- /105/ VAVRA J.: Investigation of Radial Turbocharger Turbine Characteristics under Real Conditions, SAE Paper 2009-01-0311
- /106/ VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: VDI Wärmeatlas – Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, 9. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 2002
- /107/ WALLACE F. J.: Vergleich des Gleichdruck- und Stoßaufladeverfahrens bei der Abgasturboaufladung von Dieselmotoren mit hohem Ladedruck, MTZ 25/5, 1964
- /108/ WALLACE, BLAIR: The pulsating flow performance of inward radial flow turbines, ASME Paper 65-GTP-21, 1965
- /109/ WATSON N., JANOTA M. S.: Turbocharging the Internal Combustion Engine, ISBN 0-333-24290-4; 1982
- /110/ WEISS A.: Strömungsmaschinen, Vorlesungsskript, Fachhochschule Amberg-Weiden, 2007
- /111/ WESTIN F., ANGSTRÖM H.-E.: Heat Losses From the Turbine of a Turbocharged Si-Engine-Measurements and Simulation, SAE Paper 2004 – 01 – 0996
- /112/ WESTIN F.: Simulation of turbocharged SI-engines – with focus on the turbine, Ph. D Thesis, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, 2005
- /113/ WHITFIELD A., BAINES N.C.: Design of Radial Turbomachines, Longman Scientific & Technical, 1990
- /114/ WINKLER N., ANGSTRÖM H.-E.: Study of Measured and Model Based Generated Turbine Performance Maps within a 1D Model of a Heavy-Duty Diesel Engine Operated During Transient Conditions, SAE Paper 2007-01-0491
- /115/ WINTERBONE D. E., PEARSON R. J.: Design techniques for engine manifolds: wave action methods for IC engines, 1999
- /116/ WINTERBONE D.E.: Measurement of the Performance of a radial inflow Turbine in Conditional steady and unsteady flow, ImechE Paper C405/015 1990
- /117/ WINTERBONE D.E. et al.: Turbocharger turbine performance under unsteady flow – a review of experimental results and proposed models, ImechE Paper C554/031 1998
- /118/ WHITFIELD A., BAINES N.: Design of Radial Turbomachines, Longman Scientific & Technical, 1990

- /119/ WÜNSCHE A.-G.: Das Charakteristische Verhalten von kleinen Abgasturboladern und sein Einfluss auf den Arbeitsprozess von Dieselmotoren, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1977
- /120/ WÜST W.: Strömungsmesstechnik, Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig, 1969
- /121/ ZELLBECK H.: Rechnerische Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren, Dissertation, Technische Universität München, 1981
- /122/ ZIEREP J.: Theoretische Gasdynamik, 4. Auflage, G. Braun, Karlsruhe, 1991
- /123/ ZIEREP J.: Grundzüge der Strömungslehre, 6. Auflage, Springer Verlag, Karlsruhe 1997
- /124/ ZINNER K.: Aufladung von Verbrennungsmotoren, Springer-Verlag, 1975